

VYSOKÁ ŠKOLA BÁŇSKÁ – TECHNICKÁ UNIVERZITA OSTRAVA

Fakulta strojní

Katedra energetiky

Návrh chladičů vzduchu pro vícestupňový pístový kompresor

Design of Air Cooler for Multistage Piston Compressor

Student: Bc. Pavel Šubert

Vedoucí diplomové práce: Ing. Tomáš Výtisk, Ph.D.

Ostrava 2020

Zadání diplomové práce

Student:

Bc. Pavel Šubert

Studijní program:

N2301 Strojní inženýrství

Studijní obor:

2302T006 Energetické stroje a zařízení

Téma:

Návrh chladičů vzduchu pro vícestupňový pístový kompresor
Design of Air Cooler for Multistage Piston Compressor

Jazyk vypracování:

čeština

Zásady pro vypracování:

Práce bude obsahovat:

- 1) Studie chlazení vícestupňových pístových kompresorů.
- 2) Návrh konstrukce a velikosti chladičů jednoválcového třístupňového pístového kompresoru 1TSK 115(0,1 / 20MPa, 20 m³ / h, 5kW), umístěného v laboratoři G315.
- 3) Výpočet vícestupňové komprese s určením velikosti teplosměnných ploch dvou chladičů a dochlazovače, včetně jejich uspořádání.
- 4) Schéma zapojení chladičů, včetně potřebných měřicích bodů pro určení jejich tepelného výkonu.

Seznam doporučené odborné literatury:

KAMINSKÝ, Jaroslav, Kamil KOLARČÍK a Oto PUMPRLA. Kompresory. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, 2004. ISBN 80-248-0704-1.

NOŽIČKA, Jiří. Základy termomechaniky. Praha: Vydavatelství ČVUT, 2001. ISBN 80-01-02409-1.

RAJNIAK, Ivan. Tepelnoenergetické a emisné merania. Bratislava: Ister Science, 1997. ISBN 80-88683-20-3.

KUPPAN, T. Heat exchanger design handbook. 2nd ed. Boca Raton: CRC Press, c2013. Mechanical engineering (Taylor & Francis). ISBN 978-1-4398-4212-6.

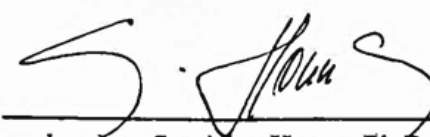
Normy, firemní podklady, internetové zdroje apod.

Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.


Vedoucí diplomové práce: **Ing. Tomáš Výtisk, Ph.D.**

Datum zadání: 20.12.2019

Datum odevzdání: 18.05.2020


doc. Ing. Stanislav Honus, Ph.D.
vedoucí katedry




prof. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.
děkan fakulty

Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně všech příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě...12.5.2020...




.....

podpis studenta

Prohlašuji, že

- jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu,
- byl jsem seznámen s tím, že na moji diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. – autorský zákon, zejména §35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a §60 – školní dílo,
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen VŠB-TUO) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou práci užít (§35 odst. 3),
- souhlasím s tím, že jeden výtisk diplomové práce bude uložen v Ústřední knihovně VŠB-TUO k prezenčnímu nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové práce. Souhlasím s tím, že údaje o diplomové práci, obsažené v Záznamu o závěrečné práci, umístěném v příloze mé diplomové práce, budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO,
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu §12 odst. 4 autorského zákona,
- bylo sjednáno, že užít své dílo – diplomovou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše),
- beru na vědomí, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě: ...12.5.2020.....



.....

podpis

Jméno a příjmení autora práce:

Bc. Pavel Šubert

Adresa trvalého pobytu autora práce:

Fryčovice 481, 739 45

Anotace diplomové práce

ŠUBERT, P. *Návrh chladičů vzduchu pro vícestupňový pístový kompresor: diplomová práce*. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra energetiky, 2020,50s. Vedoucí práce: Výtisk, T.

V této diplomové práci je řešen návrh konstrukce a zapojení chladičů a dochlazovače pro třístupňový pístový kompresor. První, teoretická, část práce podává informace o pístových kompresorech a zahrnuje také studii o možnosti jejich chlazení. V další části je popsán kompresor, pro který je možno realizovat navrhovaný systém chlazení. Výpočetní část řeší velikosti teplosměnných ploch dvou chladičů a dochlazovače. Na základě těchto výpočtů je navržena konstrukce chladičů, která je součástí výkresové dokumentace v příloze.

Annotation of diploma thesis

ŠUBERT, P. *Design of Air Cooler for Multistage Piston Compressor: diploma thesis*. Ostrava: VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Power Engineering, 2020,50p. Thesis head: Výtisk, T.

The design and arrangement of coolers and aftercoolers for a three-stage piston compressor is solved in this diploma thesis. The first part of the thesis give us information conected with piston compressors and the cooling study is also included there. The compressor for realization of designed cooling system is described in the next part of this thesis. The size of heat exchange surfaces of two coolers and an aftercooler is solved in the computational part. Based on these calculations their constructions is designed and their drawing documentation is a part of attachment of this thesis.

Obsah

Seznam použitých značek a symbolů.....	7
Úvod.....	8
1 Kompresory.....	9
1.1 Základní rozdělení kompresorů	9
1.2 Pístové kompresory.....	11
1.2.1 Základní typy pístových kompresorů	11
1.2.2 Srovnání jednotlivých typů pístových kompresorů	13
1.2.3 Označování pístových kompresorů	14
2 Úvod do vícestupňové komprese	16
2.1.1 Jednostupňové vzduchové kompresory	16
2.1.2 Dvoustupňové kompresory.....	17
2.1.3 Třístupňové kompresory.....	17
2.2 Vícestupňová komprese	18
3 Chlazení kompresorů	21
3.1 Jak se kompresory chladí dnes?	22
3.2 VLASTNÍ TYPY KOMPRESORU.....	23
4 Výpočetní část.....	26
4.1 Výměníky tepla.....	27
4.1.1 Teorie výpočtu rekuperačních výměníků se zaměřením na protiproud	30
4.2 Popis kompresoru	32
4.2.1 Návrh řazení chladičů.....	33
4.3 Výpočet vícestupňové komprese a návrh chladičů	34
5 Závěr	46
Seznam obrázků	48
Seznam tabulek	49
Seznam příloh.....	49
Použitá literatura a další zdroje	49

SEZNAM POUŽITÝCH ZNAČEK A SYMBOLŮ

Označení	Název	Jednotka
veličiny		
c_p	měrná tepelná kapacita	$\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$
K	součinitel prostupu tepla	$\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$
\dot{m}	hmotnostní tok	$\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$
n	polytropický exponent	1
L	délka	m
\ln	logaritmus	1
p	tlak	MPa
p_d	tlak na výtlaku	MPa
$P_{n,l}$	tlak nasávaného plynu	MPa
P_{el}	příkon kompresoru	W
Q	tepelný výkon	W
T	teplota	K
t	teplota	$^{\circ}\text{C}$
\dot{V}_d	výkonost kompresoru	$\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$
z	počet stupňů kompresoru	1
σ, ε	tlakový poměr	1
λ	tepelná vodivost	$\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$
ρ	hustota	$\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$
ν	kinematická viskozita	$\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$
η	dynamická viskozita	Pa·s
indexy		
air	vzduch	
c	celkový	
Cu	měď	
H ₂ O	voda	
out	výstupní	
s	sání	
stř.	střední	
st.	stupeň	

ÚVOD

Kompresory jsou zastoupené téměř v každém odvětví lidské činnosti. Slouží především ke stlačování a dopravě vzduchu, který máme zdarma, ale jeho stlačení zadarmo není. Stlačování vzduchu a tím provoz kompresorů je energeticky náročný proces na nějž se vynakládá přibližně 10 až 30 % celkové spotřeby elektrické energie na světě. O výši spotřeby této energie však rozhoduje konečný uživatel.

Neustálé vylepšování vlastností a konstrukce vede k postupnému snižování energetické náročnosti při využívání kompresorů. V diplomové práci se budu zabývat návrhem a konstrukčním řešením výměníků, které mají zajistit chlazení vzduchu při jeho kompresi ve vícestupňovém pístovém kompresoru a tím zvýšení účinnosti transformace přivedené elektrické energie k jeho pohonu.

1 KOMPRESORY

✚ V úvodní kapitole (1.1.1) je vysvětleno co jsou to kompresory a provedeno jejich rozdělení podle všech dostupných kritérií.

✚ Obsahem další části (kapitola 1.2) jsou pístové kompresory, které souvisí s obsahem této diplomové práce

✚ Závěr úvodní části (1.2.2) předkládá porovnání jednotlivých typů pístových kompresorů a také systém jejich typového značení (1.2.3).

Definice: Kompresor je sekundární energetický stroj, který slouží ke stlačování a dopravě vzdušin a plynů.

Transformace energie:

- **jednotka se vzduchovým kompresorem**

Elektrická energie se mění v elektromotoru na mechanickou energii, jež se v kompresoru transformuje na tlakovou energii pracovní látky, kterou je vzduch.

1.1 Základní rozdělení kompresorů

Kompresory lze rozdělit dle několika možných kritérií:

1. dle stlačeného média:

- vzduchové
- plynové

2. dle počtu stupňů:

- jednostupňové
- vícestupňové

3. dle celkového tlakového poměru σ_c :

- dmyhadla $\sigma_c < 3$
- nízkotlaké kompresory $\sigma_c = 3$ až 25
- středotlaké kompresory $\sigma_c = 25$ až 100
- vysokotlaké kompresory $\sigma_c = 100$ až 300
- hyperkompresory $\sigma_c > 300$

4. dle výkonosti \dot{V}_d :

- malé kompresory $\dot{V}_d < 150 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$
- střední kompresory $\dot{V}_d = 150$ až $5000 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$
- velké kompresory $\dot{V}_d > 5000 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$

Kompresory lze dále členit na vzduchem nebo vodou chlazené, na stacionární, přenosné a pojízdné. Kompresory určené k odsávání plynů z uzavřených prostorů jsou vývěvy. Jednotky s malým tlakovým poměrem a již zvýšeným sacím tlakem se nazývají dotlačovací (boostery).

Důležité primární rozdělení dle způsobu stačování – **objemové kompresory:**

U objemových kompresoru dochází ke zvyšování tlakové energie vlivem zmenšování objemu pracovního prostoru.

1. s vrátným pohybem pístu:

- pístové
 - jednočinné
 - dvojčinné
 - s volným pohybem pístu
 - labyrintové
- membránové – *Používají se pro stačování a dopravu toxických a výbušných plynů.*

2. s rotačním pohybem pístu:

- jednorotorové
 - spirálové *SCROLL*
 - lamelové
 - kapalinokružné
- dvourotorové
 - šroubové
 - Rotsova dmychadla

Důležité primární rozdělení dle způsobu stačování – **dynamické kompresory:**

U dynamických kompresorů dochází ke zvyšování tlakové energie vlivem změny hybnosti proudu plynu v pracovním prostoru.

1. turbokompresory:

- axiální
- radiální

2. proudové:

- ejektory
- injektory

V další části práce bude kladen důraz především na pístové kompresory, které jsou tématem diplomové práce.

1.2 Pístové kompresory

Pístové kompresory jsou obecně stroje nejstarších konstrukcí. V současné době je uplatnění těchto kompresorů především v oblasti chemického průmyslu, kde se využívá jejich schopnosti dosáhnout nejvyšších tlaků.

- celkový kompresní poměr hyperkompresoru přesahuje hodnotu $\sigma_c = 2500 [-]$
- výkonost až $\dot{V}_d = 20\,000 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$
- maximální příkon u těchto strojů kolem $P_{el} = 5 \text{ [MW]}$

Objemové kompresory jsou obecně určeny pro vyšší tlakové poměry a menší výkonnosti.

Postupně jsou nahrazovány rotačními šroubovými kompresory.

1.2.1 Základní typy pístových kompresorů

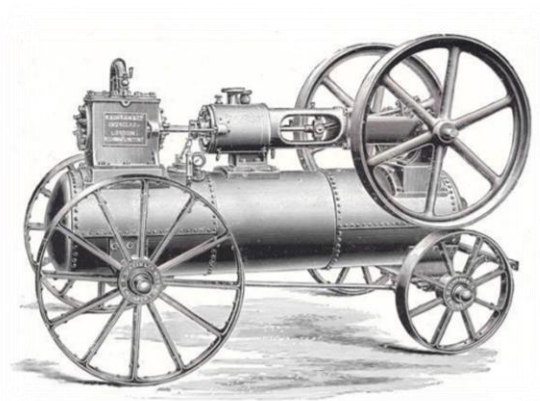
1) Horizontální (ležaté) pístové kompresory:

Nejstarší druh pístových kompresorů, jejich konstrukce vychází ze stavby parních strojů.

Základní charakteristiky:

- nízké otáčky
- omezené a nedokonalé vyvážení setrvačných sil a momentů
- rozměrná a robustní konstrukce
- nízká stavební výška
- dlouhá životnost

V současnosti se využívají převážně pro laboratorní účely pro velmi vysoké tlaky a malé výkonnosti.



Obr. č. 1.2.1.1 mobilní parní vzduchový kompresor (1908)

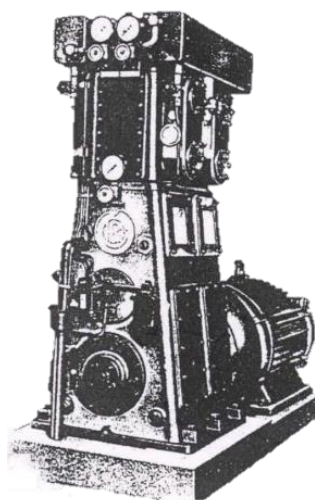
2) Vertikální pístové kompresory:

Konstrukce vychází ze stavby spalovacích motorů.

Základní charakteristiky:

- víceválcové uspořádání pomáhá lepšímu vyvážení setrvačných sil a momentů
- vícestupňové kompresory vyžadují vyšší zástavnou výšku
- u větších strojů díky větší výšce je složitější přístup k ventilům a ucpávkám než u strojů ležatých
- staví se jedno až třístupňové kompresory, stacionární či mobilní

V současnosti se využívají převážně pro speciální účely, plnění, kyslíkové, pro stavební i montážní práce.



Obr. č. 1.2.1.3 pístový kompresor 2 DSK 240 B

3) Boxerové kompresory:

Spojují přednosti vertikálních a horizontálních pístových kompresorů.

Základní charakteristiky:

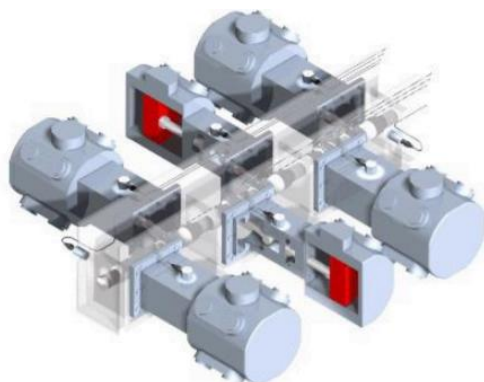
- osy válců jsou horizontální, ale ke každému zalomení hřídele je přiřazena jedna dvojice pístů pohybujících se proti sobě
- díky této konstrukci mají stroje předpoklad k úplnému vyvážení setrvačných sil a při vhodném uspořádání i setrvačných momentů
- vyvážení umožňuje dosažení až trojnásobných otáček oproti pomaluběžným ležatým kompresorům starších konstrukcí
- vyznačují se klidným chodem bez rázů

4) Úhlové kompresory

Mají válce vodorovnými i svislými osami a zalomení klikového hřídele přesazené o 90° .

Základní charakteristiky:

- dobré vyvážení setrvačných sil a úspora zástavné plochy
- vyznačují se klidným chodem bez rázů



Obr. č. 1.2.1.4 boxerový kompresor



Obr. č. 1.2.1.5 úhlový kompresor V

1.2.2 Srovnání jednotlivých typů pístových kompresorů

Všechny čtyři stroje mají stejnou výkonnost i počet stupňů. Parametry ležatého stroje jsou považovány za referenční a je jim tak přiřazena hodnota 100 %. Setrvačné síly představují jejich horizontální složky, které se přenášejí na okolní stroje a stavbu ve strojovně.

Tabulka č. 1.2.2.1 procentuální srovnání jednotlivých kompresorů

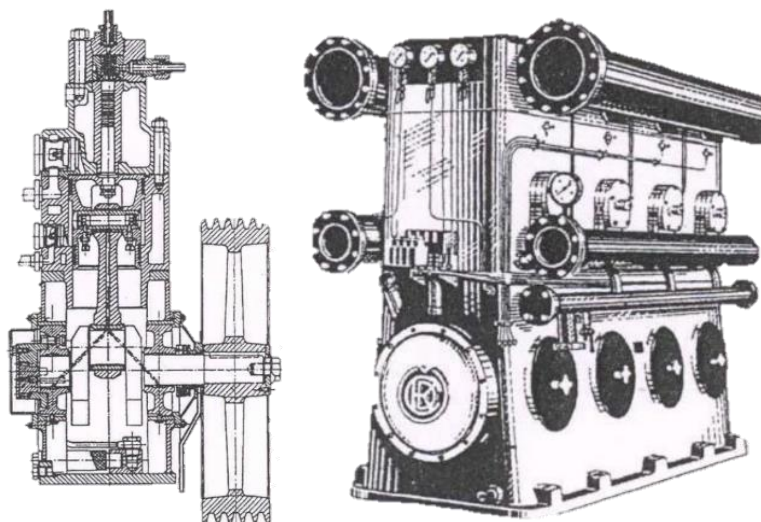
	KOMPRESOR			
	ležatý	stojatý	boxerový	úhlový
Otáčky	100	200	200	200
Hmotnost stroje	100	70	70	68
Zástavná plocha	100	45	62	50
Setrvačné síly	100	-	-	-

1.2.3 Označování pístových kompresorů

Ke značení kompresorů se využívá písmen a číslic označujících technické parametry stroje.

Tento typ značení se používá pouze u pístových kompresorů.

- **Příklad 1: 1 TSK 115 BH**
- **Příklad 2: 4 DSK 350**



Obr. č. 1.2.3.1 pístový kompresor 1 TSK 115 BH

Obr. č. 1.2.3.2 pístový kompresor 4 DSK 350

- **1. znak** – počet válců
- **2. znak** – počet stupňů
- **3. znak** – provedení stroje
- **4. znak** – druh energetického stroje
- **5. znak** – průměr válce prvního stupně [mm]
- **6. znak** – speciální provedení stroje, *nemusí být uvedeno*
- **7. znak** – písmeno označující druh použité vzdušiny, *vzduch se neoznačuje*

DRUH STROJE:

K KOMPRESOR

V VÝVĚVA

E EXPANZNÍ STROJ

SPECIÁLNÍ

PROVEDENÍ:

B BEZMAZNÉ

O OBĚHOVÉ

N NEREZOVÉ

PROVEDENÍ STROJE:

B BOXEROVÉ

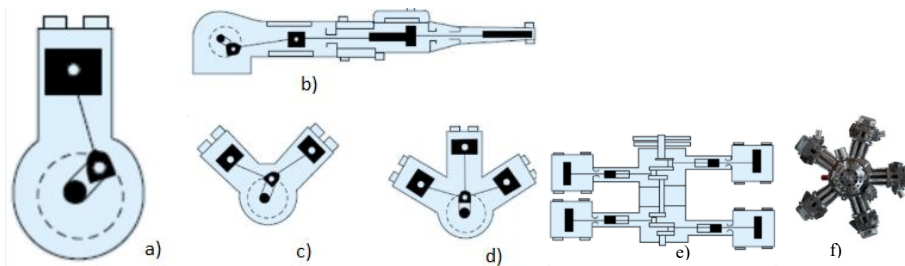
S STOJATÉ

H VÁLCE DO HVĚZDY

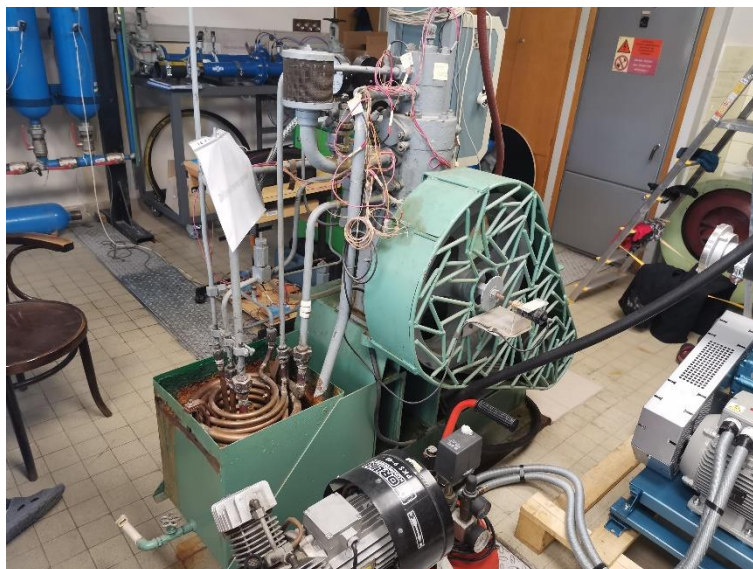
V VÁLCE DO V

L LEŽATÉ

W VÁLCE DO W



Obr. č. 1.2.3.3 provedení stroje a) stojaté, b) ležaté, c) válce do V, d) válce do W, e) boxerové, f) válce do hvězdy



Obr. č. 1.2.3.4 kompresor 1TSK 115 fotografie pořízená z laboratoře

V další fázi práce budu popisovat tenhle pístový kompresor. Na obrázku č 1.2.3.4 vidíme nynější chlazení v plechové nádobě. Já budu chlazení modifikovat.

Označení podle znaků:

1 T S K 1 1 5

1. znak počet válců – jednoválcový
2. znak počet stupňů – třístupňový
3. znak provedení stroje – stojatý
4. druh energetického stroje – kompresor
5. průměr válce prvního stupně – 115 mm

2 ÚVOD DO VÍCESTUPŇOVÉ KOMPRESSE

✚ V této kapitole je popsán důvod rozdělení komprese do více stupňů (kapitola 2).

✚ Další část zahrnuje různé typy jednostupňových a vícestupňových kompresorů (kapitola 2.1.1-3).

✚ V závěru této části je vysvětlen princip vícestupňové komprese (kapitola 2.2).

Obecné důvody vícestupňové komprese jsou:

- dosažení vyšších tlakových poměrů
- snížení teploty komprimovaného plynu
- zabezpečení před překročením maximální teploty vznícení olejových par
- úspora technické práce, nutné pro kompresi

Tlakový poměr σ_c by měl v praxi odpovídat:

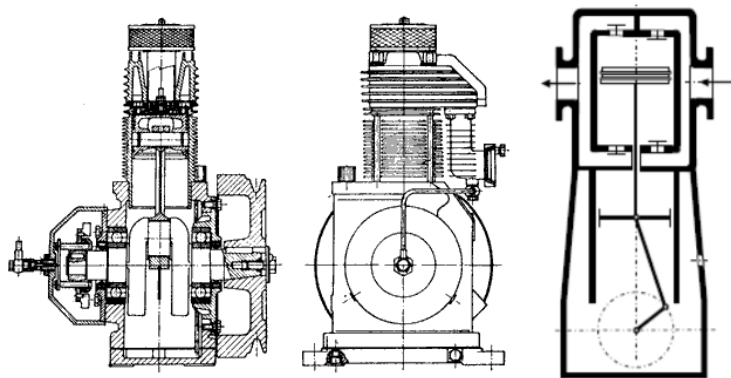
- jednostupňové vzduchové kompresory $\sigma_c = 3 [-]$
- dvoustupňové kompresory $\sigma_c = 3^2 = 9 [-]$
- třístupňové kompresory $\sigma_c = 3^3 = 27 [-]$

Uspořádání kompresorů je závislé na potřebném počtu stupňů k dosažení žádaného tlaku plynu.

2.1.1 Jednostupňové vzduchové kompresory

Tyto kompresory se vyrábějí převážně jako jednoválcové jednočinné stroje. U víceválcové konstrukce jsou lépe vyvážené setrvačné síly, které umožňují vyšší otáčky a přímé spojení kompresoru s motorem.

Kompresory s dvojčinným pístem, křížákem a ucpávkou pístní tyče se používají k minimalizaci objemových ztrát u kompresorů stlačující plyny.



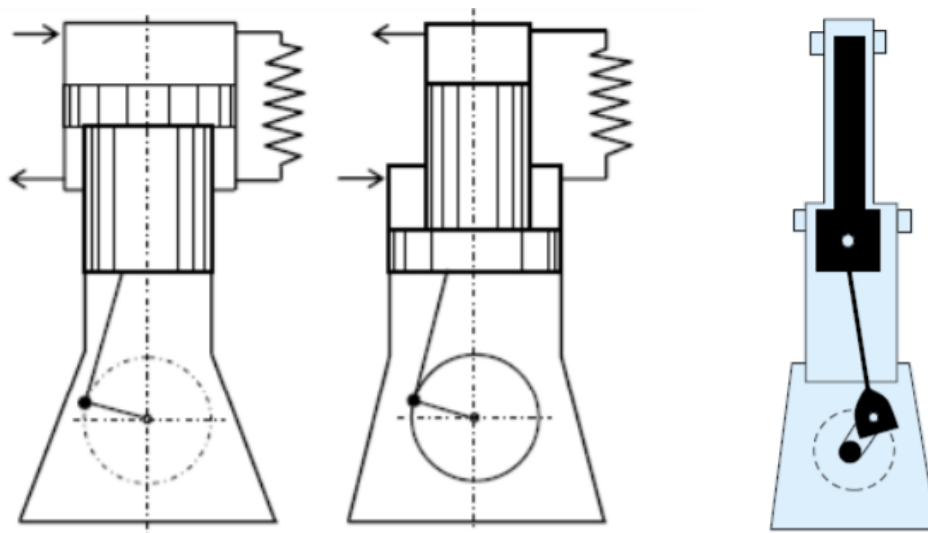
Obr. č. 2.1.1.1 jednostupňový jednoválcový pístový kompresor

Obr. č. 2.1.1.2 jednostupňový stojatý kompresor s dvojčinným pístem

2.1.2 Dvoustupňové kompresory

Tyto kompresory se převážně vyrábějí jako stojaté s diferenciálními odstupňovanými písty v provedení:

- Boxerové kompresory
- Úhlové kompresory

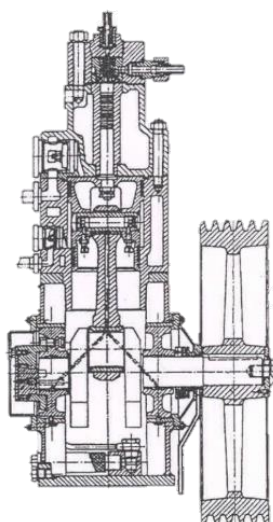


Obr. č. 2.1.2.1 dvoustupňový stojatý pístový kompresor s diferenciálními písty

2.1.3 Třístupňové kompresory

U těchto typů kompresoru se používají odstupňované písty, přičemž první stupeň bývá jednočinný nebo dvojčinný. Stojaté kompresory bývají i víceválcové.

- Diferenciální písty se vyznačují většími netěsnostmi pracovních prostorů a větší hmotností.
- Vysokotlaké až sedmistupňové stroje se převážně vyrábějí jako boxerové – hyperkompresory.



Obr. č. 2.1.3.1 třístupňový stojatý pístový kompresor 1 TSK 115 BH

2.2 Vícetupňová komprese

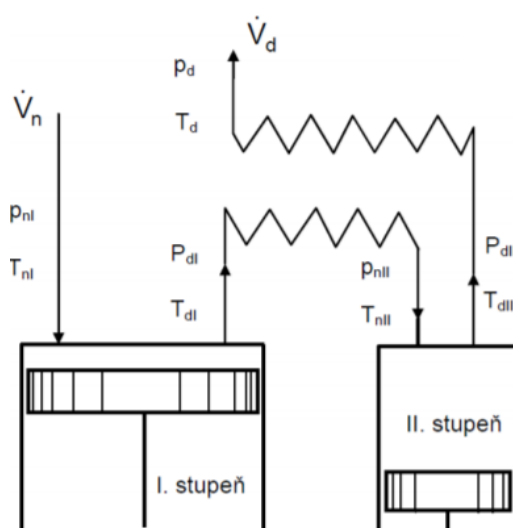
S rostoucím tlakovým poměrem:

- klesá objemová účinnost kompresoru
- klesá součinitel plnění λ_s i součinitel netěsnosti λ_N – zmenšuje se výkonnost
- roste teplota plynu na konci komprese

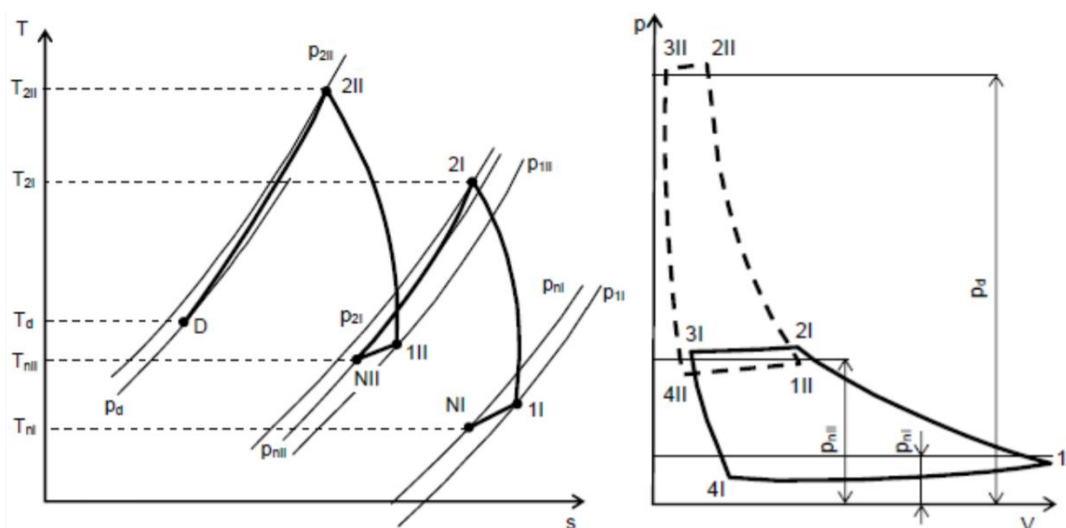
Z výše uvedených důvodů se celkový tlakový poměr dělí na několik stupňů.

$$\sigma_c = \frac{p_d}{p_{n,I}} \quad [-] \quad (2.2.1)$$

Po kompresi v prvním stupni se plyn zavede do mezistupňového chladiče a po ochlazení proudí do pracovního prostoru válce vyššího stupně.



Obr. č. 2.2.1 schéma dvoustupňového kompresoru



Obr. č. 2.2.2 průběh dvoustupňové komprese v T - s diagramu

Obr. č. 2.2.3 průběh dvoustupňové komprese v p - V diagramu

U skutečných kompresorů není stav v sání prvního stupně značený „NI“, tento stav je stejný se stavem plynu uvnitř válce před začátkem komprese „II“ – nasávání plynu díky podtlaku ve válci. Po konci komprese v prvním stupni „2I“ proudí plyn do mezistupňového chladiče, kde klesá jeho teplota a vlivem tlakových ztrát klesá také jeho tlak v T-s digramu stav „NII“.

Plyn je dále nasáván do válce druhého stupně a dosáhne až do stavu „III“ Teploty v druhém stupni jsou vyšší kvůli omezeným rozměrům chladicích ploch a teplotě chladicí vody, která je vyšší než teplota plynu v sání prvního stupně.

Po kompresi v druhém stupni, stav „2II“ je plyn dochlazován na stav „D“.

Rozlišujeme různé tlakové poměry σ [-]:

- **vnitřní tlakový poměr stupně** (tlakový poměr ve válci) jako poměr výtlačného a sacího tlaku v jednom stupni kompresoru

$$\sigma = \frac{p_{3,I}}{p_{1,I}} = \dots = \frac{p_{3,z}}{p_{1,z}} = \sigma_z \quad [-] \quad (2.2.2)$$

kde z... obecné označení stupně kompresoru

- **vnější tlakový poměr stupně** (tlakový poměr stupně)

$$\sigma' = \frac{p_{n,II}}{p_{n,I}} = \dots = \frac{p_{n,(z+1)}}{p_{n,z}} = \sigma'_z \quad [-] \quad (2.2.3)$$

jako poměr v sání dvou následujících stupňů

Vnitřní tlakový poměr je větší než vnější, protože je výtlačný tlak nižšího stupně musí být vyšší než sací tlak následujícího stupně, a to o tlakové ztráty v potrubí a v mezistupňovém chladiči.

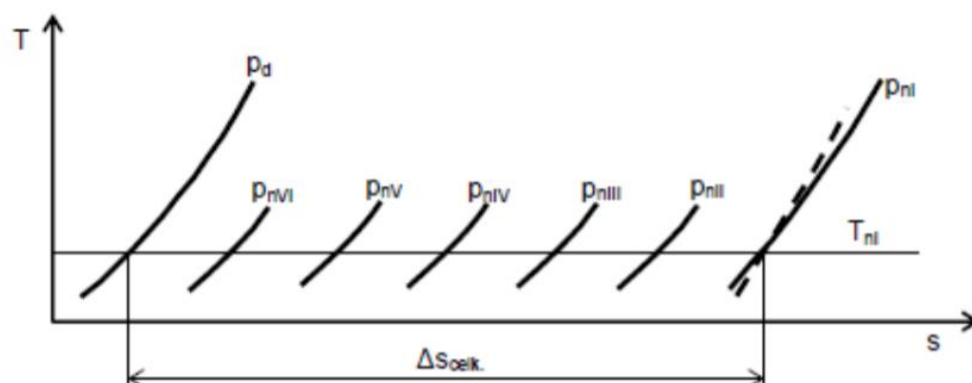
$$\sigma = (1,08 \text{ až } 1,12) \cdot \sigma' \quad [-] \quad (2.2.4)$$

- **celkový tlakový poměr** jako poměr (1) tlaku plynu p_d plynu za strojem a tlaku $p_{n,I}$ plynu v sacím hrdle prvního stupně

$$\sigma_c = \sqrt[z]{\frac{p_d}{p_{n,I}}} = \sqrt[z]{\sigma_c} \quad [-] \quad (2.2.5)$$

V praxi se pro určení počtu stupňů mohou použít různé prostředky, např.:

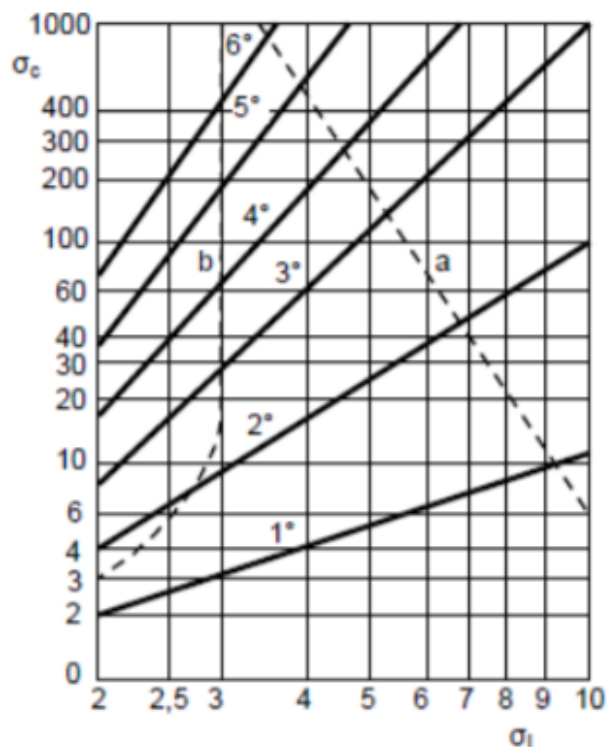
- Síly na píst v obou úvratích musí být stejné, což je příznivé pro pohon a dosažení lehké konstrukce.
- U vysokotlakých kompresorů ve stavech, kdy už neplatí stavová rovnice se tlaky na sání určují z T-s diagramu (obr. 2.2.4).



Obr. č. 2.2.4 rozdělení σ_c pomocí T-s diagramu

Na izotermě T_{ni} se vyznačí celková změna entropie mezi tlaky p_{ni} a p_d , kterou pak rozdělíme na tolik stejných úseků, jako je stupňů kompresoru.

- Pro optimální volbu z hlediska minimálního součtu provozních (velké stroje) a investičních nákladů (malé stroje) se používá graf (obr. 2.2.5).



Obr. č. 2.2.5 optimální počet stupňů v závislosti na σ_c

Křivkou „a“ je vyznačen nejmenší počet stupňů, kdy kompresor zvládá svojí funkci, ovšem jeho účinnost je velmi malá. Malý počet stupňů se vyznačuje jednoduchou konstrukcí a nízkými počátečními náklady.

Křivkou „b“ je omezen maximální, ještě ekonomický počet stupňů. Kompresor dosahuje vyšší účinnosti, ovšem investiční náklady jsou daleko vyšší.

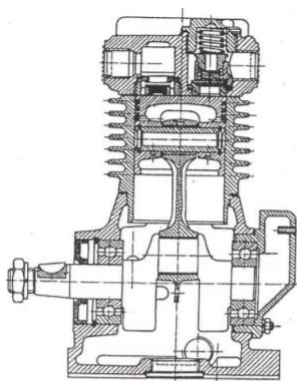
3 CHLAZENÍ KOMPRESORŮ

✚ V této kapitole se budu věnovat problematice chlazení kompresoru a shrnutí poznatků o tom jaké jsou v dnešní době možnosti a typy chlazení u reálných kompresorů, které podrobněji popíšu.

U malých dvoustupňových, rychloběžných a pojízdných kompresorů se používá **vzduchové chlazení**. Konstrukce strojů je jednoduchá (obr.3.1) a vnější povrch válců je bohatě žebrovaný pro lepší odvod tepla, které se vytvoří při průběhu komprese. Případně jsou zde umístěny mezistupňové chladiče z hladkých nebo žebrovaných trubek. Pro účinnější chlazení mívají kompresory axiální ventilátor, který dopravuje vzduch k válcům případně k mezichladičům.

Nevýhodou je:

- větší spotřeba energie pro pohon ventilátoru
- obecně kompresory chlazené vzduchem mají větší spotřebu energie než kompresory chlazené vodou

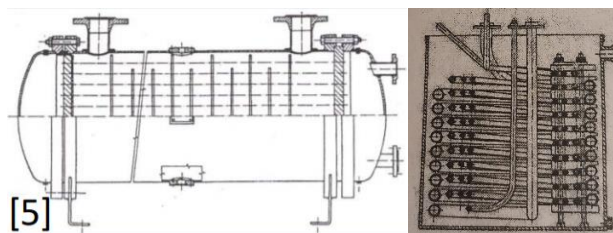


Obr. č. 3.1 jednostupňový kompresor se zkráceným klikovým mechanismem

U větších kompresorů se využívá účinnějšího **vodního chlazení**. Válce mají dvojité plášť a voda se zavádí do meziprostoru. Plášť je zpravidla odlit z jednoho kusu s válcem. Vnitřní chlazení vstřikováním kondenzátu do válce se běžně nepoužívá.

Mezistupňové chladiče jsou rovněž vodní, různé, avšak jednoduché konstrukce, s malými nároky na zastavěný prostor.

V praxi se pro nižší tlaky nejčastěji používají svazkové chladiče (obr. 3.2), kde stačený plyn proudí mezerami mezi trubkami. U menších vícešupňových kompresorů se chlazení řeší pomocí hadového chladiče (obr. 3.3).



Obr. č. 3.2 svazkový chladič,

Obr. č. 3.3 hadový chladič

3.1 Jak se kompresory chladí dnes?

Vzduchem chlazené kompresory:

- Bez ventilátoru: malé kompresory, ochlazení okolním vzduchem, využití žebrované plochy pro lepší odvod tepla vzniklého při kompresi.



Obr. č. 3.1.1 ukázka malých kompresoru

- S axiálním ventilátorem: většina typu dnešních pístových kompresoru



Obr. č. 3.1.2. ukázka pístových kompresorů s ventilátorem

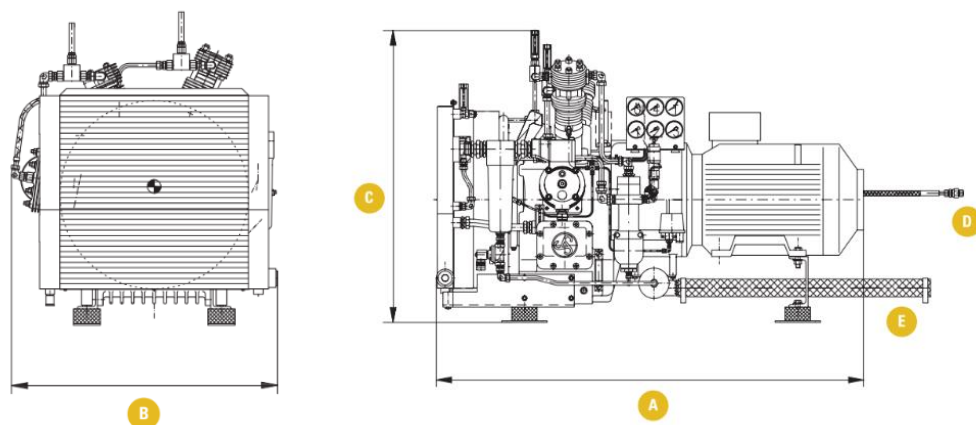
Vodou chlazené kompresory:

- Chlazený meziprostor kompresoru: voda proudí v plášti jednotlivých válců (stupňů) a může být připojená k chladičům a dochlazovači kompresoru.
- Systém chlazení vodou s využitím mezichladičů za jednotlivými válci (stupni).

3.2 VLASTNÍ TYPY KOMPRESORU

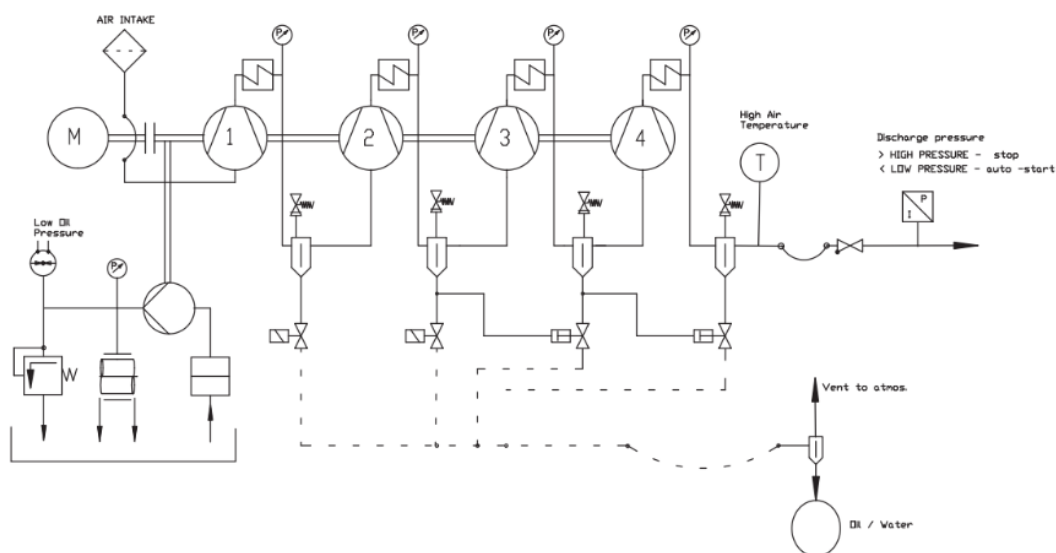
HURRICANE WP 4351 BASIC – vzduchem chlazený

- Celková komprese rozdělena do čtyř samostatných fází – vylepšené, rovnoměrné chlazení válce – nižší spotřeba oleje.
- Vysoce účinný chladicí ventilátor – nižší náklady na provoz.



Obr. č. 3.2.1 HURRICANE WP 4351 BASIC – rozměry

A	B	C	D	E	váha
1693 mm	990 mm	1080 mm	12 *2,5	60 mm Ø	900 kg



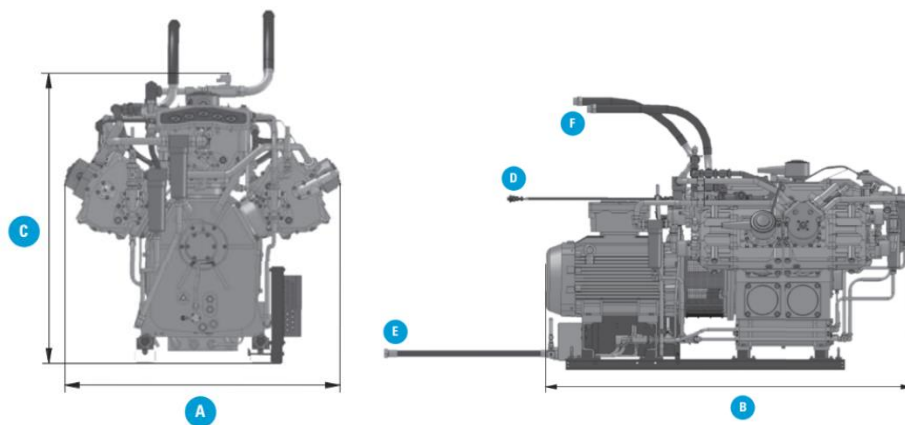
Obr. č. 3.2.2 HURRICANE WP 4351 BASIC – schéma



Obr. č. 3.2.3 HURRICANE WP 4351 BASIC

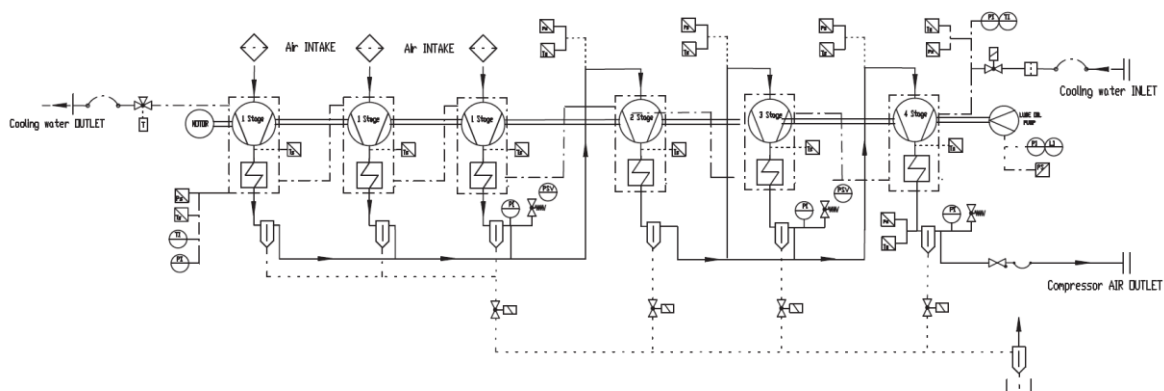
6000 WP 6442 BASIC – vodou chlazený

- Systém chlazení vodou s jednotlivým mezichladičem na válec.
- Přímé chlazení válce a ventilu vodou.
- Maximální teplota vstupní vody 40°C.



Obr. č. 3.2.4 6000 WP 6442 BASIC – rozměry

A	B	C	D	E	váha
1600 mm	2650 mm	1555 mm	G1 1/2"	G 2"	3700 kg



Obr. č. 3.2.5 6000 WP 6442 BASIC – schéma



Obr. č. 3.2.6 6000 WP 6442 BASIC

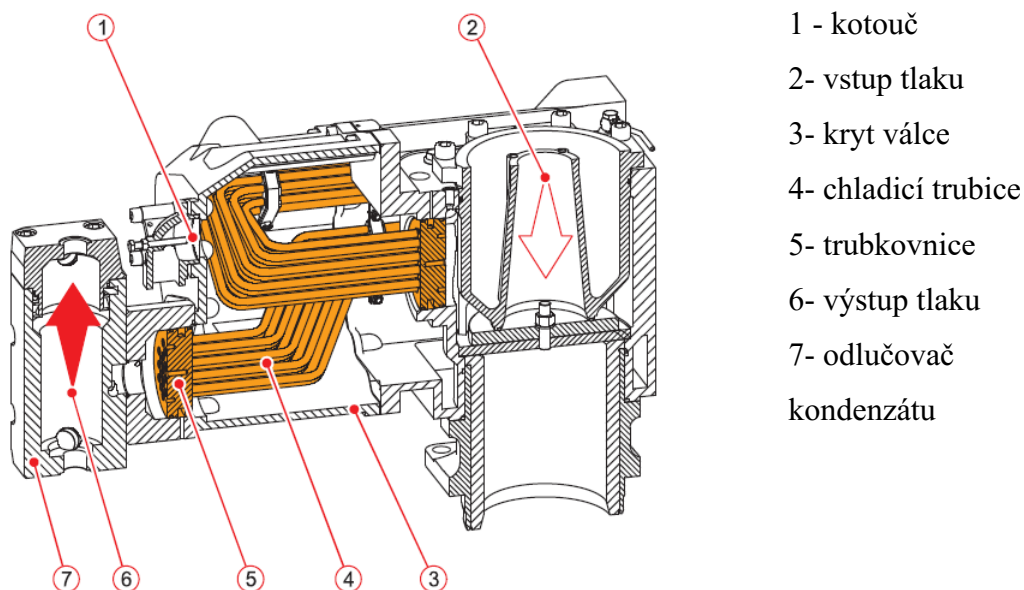
Chladicí okruh vody

Stlačený vzduch je ochlazován vodou v šesti chladičích. Množství chladicí vody je řízeno termostatickým ventilem. Pokud je kompresor zastaven, tak je přívod chladicí vody přerušen pomocí ventilu. Senzory monitorují teplotu a tlak na přívodu a na výstupu chladicí vody. Pokud je teplota vody příliš nízká uzavře ventil a přeruší přívod chladicího vzduchu. Chladicí voda cirkuluje v kompresoru, dokud není minimální teplota, jakmile voda dosáhne minimální teploty, otevře se termostaticky ventil. Pokud je dosaženo kritického stavu, kompresor vydá poplachový signál. Pokud tlak stoupne nebo klesne pod mezní hodnoty, řídicí jednotka automaticky zastaví kompresor.

Okruh vody má dva bezpečnostní mechanismy. Bezpečnostní ventily chladicí vody chrání chladicí okruh proti mírnému zvýšení tlaku. Umožňují vypouštění chlazení, pokud není dosaženo provozní tlak. Poté jsou bezpečnostní ventily připraveny k provozu znovu. Kotouče na skříních chladiče kompresních stupňů, také chrání okruh chladicí vody proti výraznému zvýšení tlaku. Tyto kotouče umožňují, aby chladicí voda odtékala okamžitě. Před opětovným spuštěním kompresoru, je nutno vyměnit vodu.

Chladicí jednotka

Stlačené médium z válce proudí v meziprostoru kompresoru a je ochlazované vodou, která proudí v chladicí trubici.



Obr. č. 3.2.7 6000 WP 6442 BASIC – chlazení

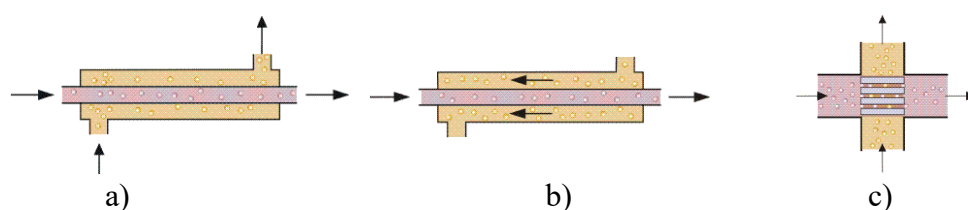
4 VÝPOČETNÍ ČÁST

- ✚ Protože cílem mé práce je návrh chladičů, tedy vlastně tepelných výměníků, chtěl bych se na úvod kapitoly věnovat problematice rekuperačních výměníků tepla (kapitola 4.1)
- ✚ V další části je předložena teorie výpočtu rekuperačních výměníků zejména protiproudých (kapitola 4.1.1)
- ✚ Dále je předložen obecný popis kompresoru, pro jehož systém chlazení navrhují konstrukci mezichladičů a dochlazovače (kapitola 4.2).
- ✚ V závěru je proveden výpočet všech parametrů komprese s cílem určení potřebné teplosměnné plochy jednotlivých chladičů a také návrh jejich konstrukce. (kapitola 4.3).

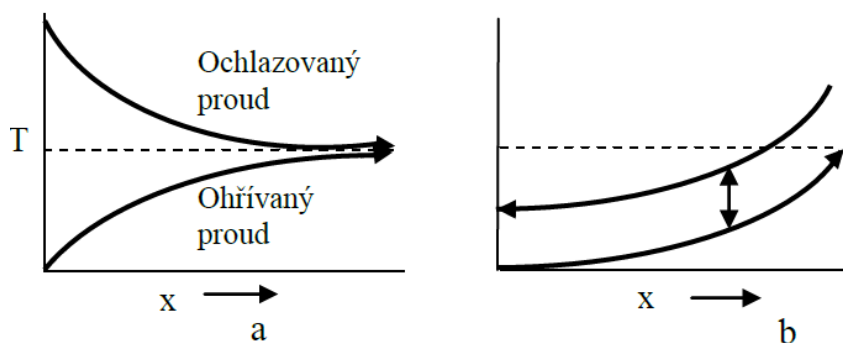
4.1 Výměníky tepla

Výměníky tepla jsou zařízení, ve kterých se jeden proud ohřívá a druhý ochlazuje sdílením tepla. Nezáleží přitom na konečném cíli operace, tj. zda chceme proud ochladit nebo ohřát, ani na tom, jaké proudy do zařízení vstupují, zda tuhé částice, kapaliny nebo plyny a ani na tom, je-li sdílení tepla doprovázeno ještě jiným dějem, jako vypařováním nebo kondenzací. Nicméně podle funkce označujeme výměníky tepla jako kondenzátory, dochází-li ke zkapalnění plynné fáze, odpařovače při přeměně kapaliny v páru, chladiče nebo ohříváče, měníme-li teplotu jednoho proudu.

Podle směru toku jednotlivých proudů rozlišujeme **souproudé**, **protiproudé**, **křížové**, **kombinované** uspořádání, obr. 4.1.1. Při **souproudém uspořádání** je rozdíl teplot obou proudů největší na vstupu do výměníku a po jeho délce x se snižuje, obr. 4.1.2 a.



Obr. č. 4.1.1 uspořádání toku proudů a) souproudé, b) protiproudé, c) křížový tok



Obr. č. 4.1.2 průběh teplot ohřívajícího a ochlazovaného proudu při souproudém (a), protiproudém (b) uspořádání

Nejvíce je tedy tepelně namáhán počátek výměníku, kde při příliš vysokém rozdílu teplot může docházet k praskání svárů z důvodu rozdílné tepelné roztažnosti kovů. V případě **protiproudého** uspořádání, obr. 4.1.2 b, je teplotní rozdíl mezi oběma proudy po celé délce výměníku přibližně stejný a nedochází proto k tepelnému namáhání zařízení. Při protiproudém uspořádání můžeme použít teplý proud o nižší teplotě než při souproudém uspořádání pro stejné ohřátí studeného proudu. Navíc se teplý proud ochladí na nižší teplotu, než je konečná teplota studeného proudu. Protiproudé uspořádání je tedy účinnější v porovnání se souproudým, a to jak při ohřívání, tak i při ochlazování.

Hlavní typy výměníku jsou **povrchové a směšovací**. Protože součástí diplomové práce je navrhnout mezichladiče, což jsou tedy rekuperační výměníky, budu se věnovat popisu především těchto typů výměníků.

Směšovací výměník

Teplejší a chladnější tekutina jsou v přímém kontaktu. Při míšení vzniká homogenní směs.

- Typickým příkladem je chladicí věž.

Povrchové výměníky

Regenerační výměníky

Teplo se sdílí nepřímo, pomocí tělesa výměníku, který se vyplní látkou s vysokou tepelnou kapacitou, tato látka naakumuluje teplo ve výměníku a pak se přivede chladná látka (např. tekutina), která odebere část tepla a tím se ohřeje.

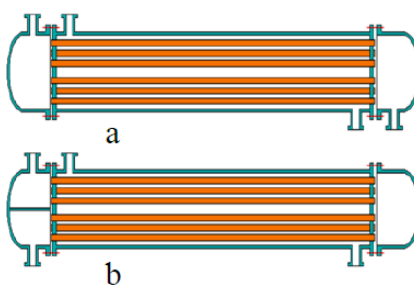
- Typickým příkladem ohřívák vzduchu Ljungtröm

Rekuperační výměníky

Jsou výměníky tepla pro proudy kapalina – plyn nebo kapalina – kapalina dělíme podle konstrukce na následující typy:

- **Plášťový výměník – rovný, U trubice, trubkový had**
- **Spirálový výměník**
- **Ponorné výměníky tepla**
- **Deskový výměník**

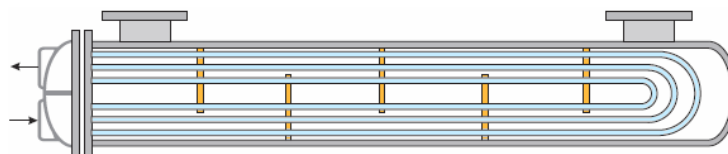
Plášťový výměník, obr.4.1.3, se skládá z pláště, ve kterém je svazek trubek, kterými proudí kapalina, jejíž teplotu potřebujeme upravit. Stěny trubek představují teplosměnnou plochu.



Obr. č. 4.1.3 trubkový výměník

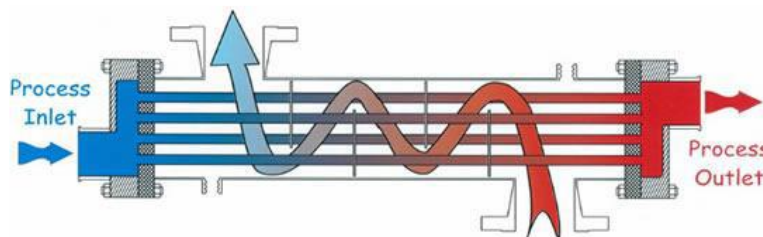
Trubky jsou z vnější strany topeny nebo ochlazovány teplosměnným médiem. Rozdíl teplot mezi teplosměnným médiem a proudící kapalinou nesmí být větší než asi 50 °C u dlouhých výměníků. Při větším rozdílu teplot by v důsledku rozdílné roztažnosti kovu pláště a trubek mohlo dojít k prasknutí uchycení (svárů) trubek v čelní ploše výměníku. Výměník se dobře čistí od nečistot na vnitřních stěnách teplosměnných trubek. Výměník může být jen pro jeden, obr. 4.1.3 a, nebo dva průchody, obr. 4.1.3 b, proudící kapaliny a mít jakoukoliv

polohu od horizontální až po vertikální. Rozdílnou roztažnost pláště a trubek je možné eliminovat buď teplotním dilatačním kompenzátorem na plášti výměníku, nebo teplosměnnými trubkami ve tvaru U, obr. 4.1.4, které se mohou nezávisle prodlužovat při změnách teploty.



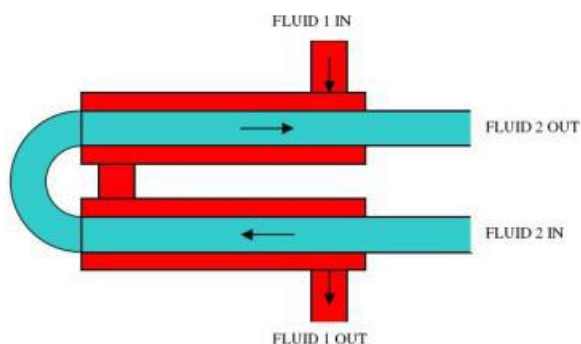
Obr. č. 4.1.4 U trubkovnice plášťového výměníku

Nedostatkem tohoto typu výměníku ve srovnání s výměníkem s rovnými trubkami je obtížné čištění trubek. Proto se používá jen pro čisté kapaliny, které netvoří inkrustace. Účinnost plášťových výměníků se zvyšuje s rostoucí rychlostí a turbulencí toku kapaliny. Pro zvýšení účinnosti styku media s vnější plochou trubek jsou v mezi trubkovém prostoru výměníku instalovány různé druhy přepážek obr. 4.1.5.



Obr. č. 4.1.5 přepážky ve výměníku

Ve výměníku „trubka v trubce“, obr. 4.1.6, dochází k výměně tepla mezi proudy, které proudí v mezi trubkovém prostoru a v trubkách. Ve srovnání s plášťovým výměníkem se jednodušeji docílí protiproud a v důsledku větších rychlostí proudění je lepší přestup tepla mezi oběma proudy; výměník je tedy účinnější. Navíc v důsledku rychlého proudění je méně náchylný ke vzniku inkrustací. V případech, kdy přestup tepla z jednoho proudu není dostatečný (plyn nebo viskózní kapalina), je výhodné vnější povrch vnitřní trubky opatřit žebrováním, čímž se teplosměnná plocha zvýší až 5x. Výměníky typu „trubka v trubce“ mají malou teplosměnnou plochu, a proto jsou značně velké.



Obr. č. 4.1.6. výměník trubka v trubce

4.1.1 Teorie výpočtu rekuperačních výměníků se zaměřením na protiproud

Vycházíme z bilanční rovnice:

$$\begin{aligned} Q_1 &= Q_2 & [\text{W}] & (4.1.1.1.) \\ Q_1 &= \dot{m}_{\tau 1} \cdot c_{p1} \cdot \Delta T & [\text{W}] \\ Q_2 &= \dot{m}_{\tau 2} \cdot c_{p2} \cdot \Delta T & [\text{W}] \end{aligned}$$

- Kde c_{p1} je měrná tepelná kapacita média primárního okruhu [$\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$]
- Kde c_{p2} je měrná tepelná kapacita média sekundárního okruhu [$\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$]
- Kde $\dot{m}_{\tau 1}$ je hmotnostní tok primárního okruhu [$\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$]
- Kde $\dot{m}_{\tau 2}$ je hmotnostní tok sekundárního okruhu [$\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$]
- Kde ΔT je rozdíl teplot [$^{\circ}\text{C}$]

Výpočet celkové délky trubky nebo plochy výměníku:

$$\begin{aligned} Q &= k \cdot S \cdot \Delta T_{stř} & [\text{W}] & (4.1.1.2.) \\ Q &= k \cdot L \cdot \Delta T_{stř} & [\text{W}] \end{aligned}$$

- Kde k je součinitel prostupu tepla [$\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$]
- Kde S je plocha výměníku [m^2]
- Kde L je celková délka výměníku [m]
- Kde $\Delta T_{stř}$ je střední teplotní logaritmický spád [$^{\circ}\text{C}$]

Výpočet součinitele prostupu tepla u trubkových výměníků k:

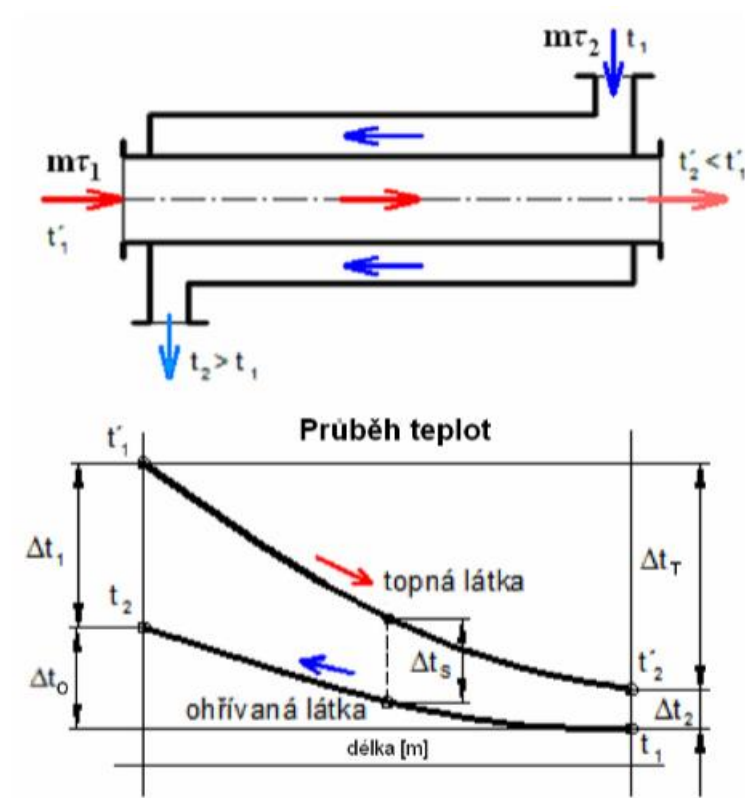
$$k = \frac{\pi}{\frac{1}{\alpha_1 \cdot d_1} + \frac{1}{2 \cdot \lambda} \cdot \ln\left(\frac{d_1}{d_2}\right) + \frac{1}{\alpha_2 \cdot d_2}} \quad [\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}] \quad (4.1.1.3.)$$

- Kde α je součinitel přestupu tepla [$\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$]
- Kde λ je teplotní vodivost materiálu [$\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$]
- Kde d je průměr trubky [m]

Při výpočtu součinitele přestupu α se používají kritériální rovnice a bezrozměrná čísla.

Výpočet teplotního logaritmického spádu u protiproudého výměníku:

$$\Delta T_{stř} = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} = \frac{(t_1' - t_2') - (t_2 - t_1)}{\ln \left(\frac{t_1' - t_2'}{t_2 - t_1} \right)} \quad [^{\circ}\text{C}] \quad (4.1.1.4.)$$



Obr. č. 4.1.1. schéma protiproudého výměníku

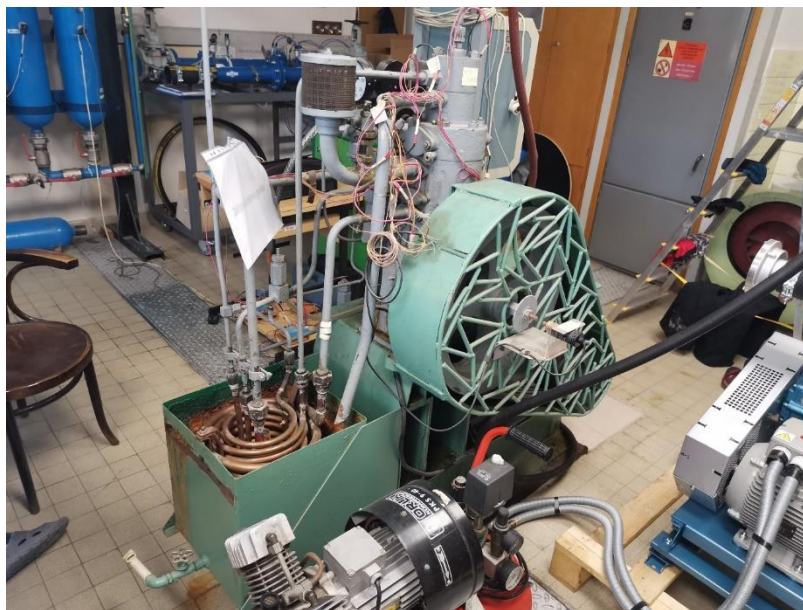
Primární okruh $\Delta t_T = t_1' - t_2'$ [°C] velikost ochlazení topné látky

Sekundární okruh $\Delta t_o = t_2 - t_1$ [°C] velikost ohřátí ohřívané látky

4.2 Popis kompresoru

Základní údaje o kompresoru:

Označení: **1TSK 115** (popis označení kapitola 1.2.3)



Obr. č. 4.2.1 kompresor je umístěný ve školní laboratoři na učebně G315

$\dot{V}_D =$	25	$\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$	výkonost kompresoru
$n =$	800	ot./min	otáčky
$s =$	76	mm	zdvih pístu ve válci
$z =$	3	-	počet stupňů
$i =$	1	-	počet válců
$P_{sp} =$	5	kW	výkon elektromotoru
$p_s =$	0,1	MPa	tlak na sání
$p_v =$	20	MPa	tlak na výtlačku
$m =$	105	Kg	hmotnost

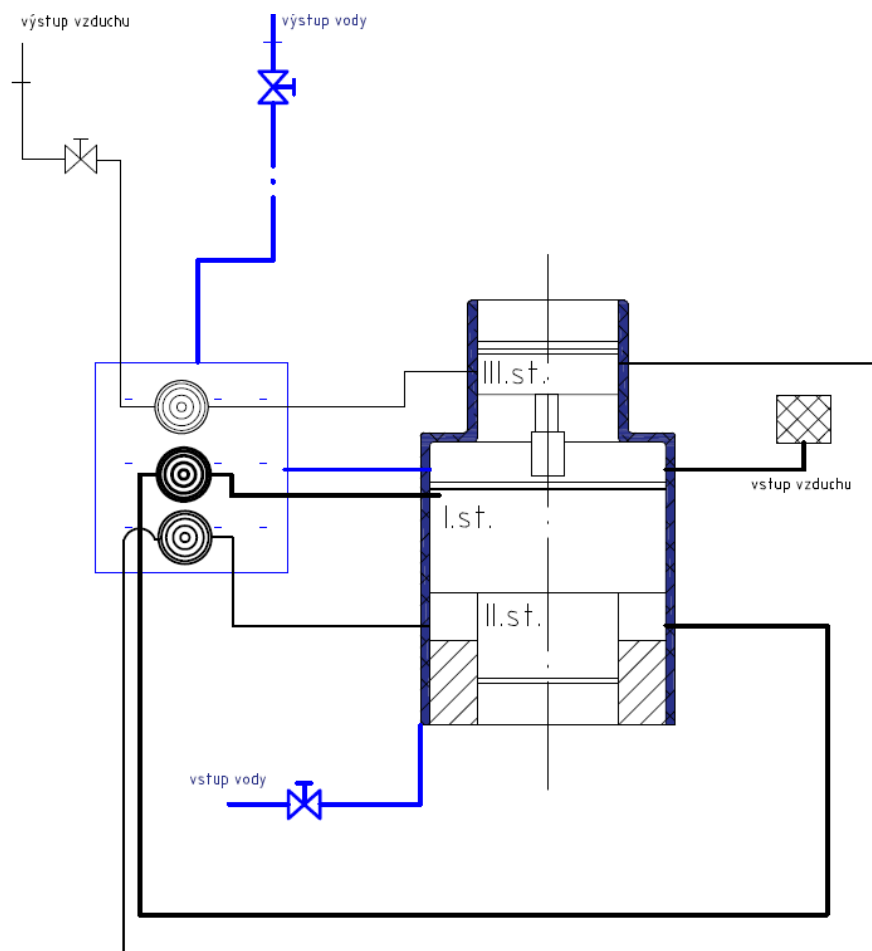
Jedná se o olejem mazaný jednoválcový pístový kompresor, který je poháněný elektromotorem o výkonu 5 kW, který dosahuje 800 ot./min. Tento kompresor dokázal dříve stlačit až $25 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ vzduchu, při tlaku v sání 0,1 MPa a tlaku ve výtlačku 20 MPa, ale nyní už takových parametru nedosahuje, protože se projevuje opotřebení a stáří kompresoru a tím pádem klesá také i jeho účinnost.

4.2.1 Návrh řazení chladičů

Kompresor má tři stupně a v současnosti je mezi každým stupněm vzduch ochlazen ve společném rekuperačním výměníku, který je tvořen nádobou s chladicí vodou přes, kterou prochází stačený vzduch ve spirálně vinutých měděných trubkách (Obr.4.2.1). Chladicí voda do výměníku vstupuje po průchodu pláštěm kompresoru a z výměníku je vedena do odpadu. (Obr. 4.2.1.1)

V návrhu je mezi každým stupněm řazen mezichladič a na konci třetího stupně je umístěn dochlazovač. Průtok chladicího média je navržen tak, že voda vstupuje do mezichladiče za prvním stupněm, dále proudí do mezichladiče za druhým stupněm a pak přes dochlazovač proudí do odpadu. (příloha č.1).

Každý mezichladič a dochlazovač je vlastně rekuperační protiproudý výměník, (kapitola 4.1) jejichž úkolem je chladit stlačované médium. Pro nově navrhovaný systém chlazení, bude vzduch z teploty po průchodu z předchozího stupně kompresoru ochlazen na teplotu 30 °C. Chladicím médiem bude voda. Předpokládaná vstupní teplota vody je 10 °C a výpočtové průtočné množství odpovídá 200 l/h.



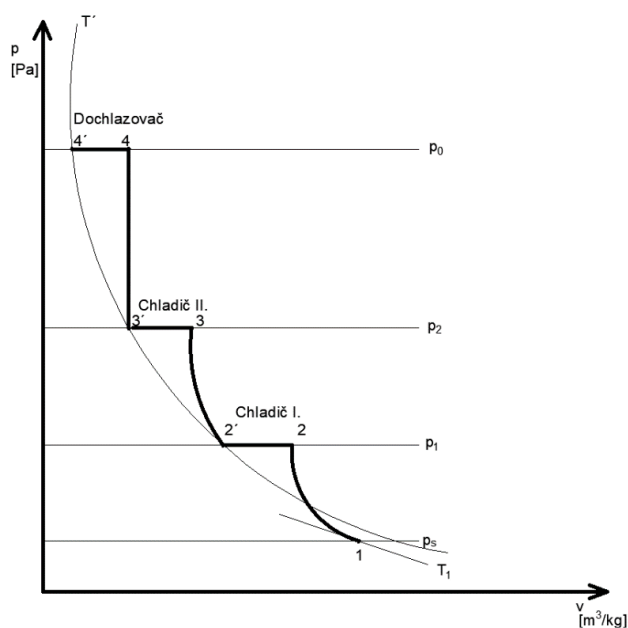
Obr. č. 4.2.1.1 diagram proudění vzduchu a vody – současné uspořádání

4.3 Výpočet vícestupňové komprese a návrh chladičů

Chlazení vícestupňového pístového kompresoru 1TSK 115 se zadanými parametry:

- Tlak vzduchu na sání $p_s = 0,1 \text{ MPa}$
- Tlak vzduchu výtlaku $p_0 = 20 \text{ MPa}$
- Teplota vzduchu na vstupu $T_1 = 20 \text{ °C}$
- Teplota vzduchu na výstupu $T_{air,out} = 30 \text{ °C}$
- Objemový tok vzduchu $\dot{m}_{air} = 20 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$
- Výkon elektromotoru kompresoru $P_{el} = 5 \text{ kW}$
- Polytropický exponent $n = 1,33[1]$

- 1) Nejdříve přepočítáme hmotnostní tok vzduchu.
- 2) Určíme kompresní poměr mezi jednotlivými stupni kompresoru.
- 3) Stanovíme tlaky za jednotlivými stupni komprese.
- 4) Výpočet teplot v kompresoru.
- 5) Výpočet výkonu výměníků.
- 6) Výpočet teplot v mezichladičích.
- 7) Výpočet středních logaritmických spádů v protiproudém výměníku.
- 8) Vzorový výpočet pro první mezichladič určení přestupu tepla ze strany vzduchu.
- 9) Vzorový výpočet pro druhý mezichladič určení přestupu tepla ze strany vody.
- 10) Tabulka výsledku pro ostatní chladiče.
- 11) Vzorový výpočet pro třetí mezichladič, návrh trubkovnice.



Obr. č. 4.3.1 p-v diagram pro třístupňový kompresor s mezichladiči

$$\dot{m}_{air} = 20 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1} = \frac{\dot{m}_{air} \cdot \rho_s}{3600} = \frac{20 \cdot 1,192}{3600} = 0,0066 \quad [\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}] \quad (4.3.1.)$$

- Kde ρ_s je hustota vzduchu $[\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}]$

Určíme kompresní poměr ε_c mezi jednotlivými stupni kompresoru:

$$\varepsilon_c = \sqrt[z]{\frac{p_0}{p_s}} = \sqrt[3]{\frac{20}{0,1}} = 5,848 \quad [1] \quad (4.3.2.)$$

- Kde z je počet stupňů [1], *ITSK 115 je třístupňový* $z = 3$

Tlak za 1. stupněm kompresoru p_2 :

$$p_2 = \varepsilon_c \cdot p_s = 5,848 \cdot 0,1 = 0,5848 \quad [\text{MPa}] \quad (4.3.3.)$$

Tlak za 2. stupněm kompresoru p_3 :

$$p_3 = \varepsilon_c \cdot p_2 = 5,848 \cdot 0,5848 = 3,42 \quad [\text{MPa}] \quad (4.3.4.)$$

Tlak za 3. stupněm kompresoru p_4 :

$$p_4 = \varepsilon_c \cdot p_3 = 5,848 \cdot 3,42 = 20 = p_0 \quad [\text{MPa}] \quad (4.3.5.)$$

Výpočet teplot v kompresoru

- 1) Teplota za 1. stupněm kompresoru T_2 :

Převědeme teplotu $T_1 = 20 \text{ °C} = 293,15 \text{ K}$

$$T_2 = T_1 \cdot \varepsilon_c^{\frac{n-1}{n}} = 293,15 \cdot 5,848^{\frac{1,33-1}{1,33}} = 454,36 \quad [\text{K}] \quad (4.3.6.)$$

$$T_2 = 181,2 \quad [^\circ\text{C}]$$

- 2) Teplota za 2. stupněm kompresoru T_3 :

Převědeme teplotu $T_{air,out} = 30 \text{ °C} = 303,15 \text{ K}$

$$T_3 = T_4 = T_{air,out} \cdot \varepsilon_c^{\frac{n-1}{n}} = 303,15 \cdot 5,848^{\frac{1,33-1}{1,33}} = 469,86 \quad [\text{K}] \quad (4.3.7.)$$

$$T_3 = T_4 = 196,7 \quad [^\circ\text{C}]$$

Teplo, které odvedeme v jednotlivých mezichladičích

Nejdříve z tabulky určíme hodnotu $c_{p,air}$ při teplotě 30 °C .,

$$c_{p,air} = 1023 \text{ [J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}]$$

Potom vypočítáme teplo, které je třeba odvádět v mezichladičích dle vztahu (4.3.8.).

$$Q = \dot{m}_{air} \cdot c_{p,air} \cdot \Delta T \quad [\text{W}] \quad (4.3.8.)$$

- Kde $c_{p,air}$ je měrná tepelná kapacita vzduchu $[\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}]$

1) Teplo potřebné odvádět v prvním mezichladiči Q_1 :

$$Q_1 = \dot{m}_{air} \cdot c_{p, air} \cdot \Delta T = Q_1 = \dot{m}_{air} \cdot c_{p, air} \cdot (T_2 - T_{air, out}) \quad [\text{W}] \quad (4.3.9.)$$

$$= 0,0066 \cdot 1023 \cdot (181,2 - 30) = 1024,38$$

2) Teplo potřebné odvádět v druhém mezichladiči Q_2 :

$$Q_2 = \dot{m}_{air} \cdot c_{p, air} \cdot \Delta T = Q_2 = \dot{m}_{air} \cdot c_{p, air} \cdot (T_3 - T_{air, out}) \quad [\text{W}] \quad (4.3.10.)$$

$$= 0,0066 \cdot 1023 \cdot (196,7 - 30) = 1129,38$$

3) Teplo potřebné odvádět v dochlazovači Q_3 :

$$Q_3 = \dot{m}_{air} \cdot c_{p, air} \cdot \Delta T = Q_3 = \dot{m}_{air} \cdot c_{p, air} \cdot (T_4 - T_{air, out}) \quad [\text{W}] \quad (4.3.11.)$$

$$= 0,0066 \cdot 1023 \cdot (196,7 - 30) = 1129,38$$

Výpočet teplot v chladičích

Priváděná voda z vodovodu má teplotu $t_1 = 10^\circ\text{C}$, kterou jsem zvolil, dále určíme měrnou tepelnou kapacitu vody pro střední teplotu z tabulky.

$$c_{p, H_2O} = 4192 \text{ [J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}]$$

Zadané průtočné množství vody $\dot{m}_{H_2O} = 200 \text{ l/h}$, převedeme na hmotnostní tok dle vztahu (4.3.12.)

$$\dot{m}_{H_2O} = 200 \text{ l/h} = 0,2 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1} = \frac{0,2 \cdot \rho_{H_2O}}{3600} = \frac{0,2 \cdot 999,52}{3600} \quad [\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}] \quad (4.3.12.)$$

$$= 0,0555$$

- Kde ρ_{H_2O} je hustota vody $[\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}]$

1) Výstupní teplota z chladiče I t_2 :

$$t_2 = \frac{Q_1}{\dot{m}_{H_2O} \cdot c_{p, H_2O}} + t_1 = \frac{1024,38}{0,0555 \cdot 4192} + 10 = 14,4 \quad [^\circ\text{C}] \quad (4.3.13.)$$

2) Výstupní teplota z chladiče II. t_3 :

$$t_3 = \frac{Q_2}{\dot{m}_{H_2O} \cdot c_{p, H_2O}} + t_2 = \frac{1129,38}{0,0555 \cdot 4192} + 12,2 = 19,25 \quad [^\circ\text{C}] \quad (4.3.14.)$$

3) Výstupní teplota z dochlazovače t_4 :

$$t_4 = \frac{Q_3}{\dot{m}_{H_2O} \cdot c_{p, H_2O}} + t_3 = \frac{1129,38}{0,0555 \cdot 4192} + 16,82 = 24,1 \quad [^\circ\text{C}] \quad (4.3.15.)$$

Střední logaritmický teplotní spád mezichladičů

Střední teplota pro chladič I. $\Delta T_{stř1}$:

$$\Delta T_{stř1} = \frac{\Delta t' - \Delta t''}{\ln \frac{\Delta t'}{\Delta t''}} = \frac{(T_2 - t_2) - (T_{air,out} - t_1)}{\ln \left(\frac{T_2 - t_2}{T_{air,out} - t_1} \right)} = \quad [^{\circ}\text{C}] \quad (4.3.16.)$$
$$\Delta T_{stř1} = \frac{\Delta t' - \Delta t''}{\ln \frac{\Delta t'}{\Delta t''}} = \frac{(181,2 - 14,4) - (30 - 20)}{\ln \left(\frac{181,2 - 14,4}{30 - 20} \right)} = 69,21$$

Střední teplota pro chladič II. $\Delta T_{stř2}$:

$$\Delta T_{stř2} = \frac{\Delta t' - \Delta t''}{\ln \frac{\Delta t'}{\Delta t''}} = \frac{(T_3 - t_3) - (T_{air,out} - t_2)}{\ln \left(\frac{T_3 - t_3}{T_{air,out} - t_2} \right)} = \quad [^{\circ}\text{C}] \quad (4.3.17.)$$
$$\Delta T_{stř2} = \frac{\Delta t' - \Delta t''}{\ln \frac{\Delta t'}{\Delta t''}} = \frac{(196,7 - 19,25) - (30 - 14,4)}{\ln \left(\frac{196,7 - 19,25}{30 - 14,4} \right)} = 66,57$$

Střední teplota pro dochlazovač $\Delta T_{stř3}$:

$$\Delta T_{stř3} = \frac{\Delta t' - \Delta t''}{\ln \frac{\Delta t'}{\Delta t''}} = \frac{(T_4 - t_4) - (T_{air,out} - t_3)}{\ln \left(\frac{T_4 - t_4}{T_{air,out} - t_3} \right)} = \quad [^{\circ}\text{C}] \quad (4.3.18.)$$
$$\Delta T_{stř3} = \frac{\Delta t' - \Delta t''}{\ln \frac{\Delta t'}{\Delta t''}} = \frac{(196,7 - 24,1) - (30 - 19,25)}{\ln \left(\frac{196,7 - 24,1}{30 - 19,25} \right)} = 58,3$$

Vzorový výpočet proudění vzduchu pro chladič I.

Výchozí parametry:

- Výkon chladiče I. $Q_1 = 1024,38 \text{ [W]}$
- Tlak za 1.st. kompresoru $p_2 = 0,5848 \text{ [MPa]}$
- Teplota za 1. st. kompresoru $T_2 = 181,2 \text{ [}^{\circ}\text{C]}$
- Teplota vzduchu na výstupu z kompresoru $T_{air,out} = 30 \text{ }^{\circ}\text{C}$

Určíme střední teplotu $T_{stř}$:

$$T_{stř} = \frac{T_2 + T_{air,out}}{2} = \frac{181,2 + 30}{2} = 105,6 \quad [^{\circ}\text{C}] \quad (4.3.19.)$$

Tabulkové hodnoty:

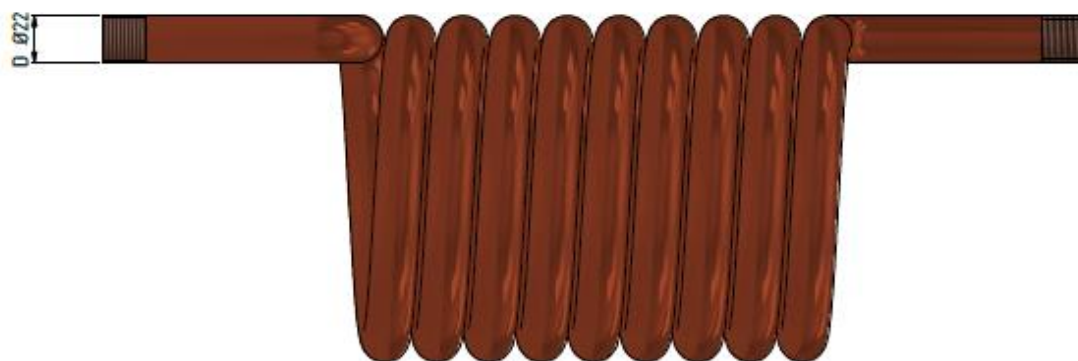
- Měrná tepelná kapacita vzduchu $c_{p,air} = 1023 \text{ [J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}]$
- Tepelná vodivost vzduchu $\lambda_{air} = 0,0307 \text{ [W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}]$
- Hustota vzduchu pro střední teplotu a tlak $\rho_{air} = 5,39 \text{ [kg} \cdot \text{m}^{-3}]$
- Kinematická viskozita $\nu_{air} = 4,17 \cdot 10^{-6} \text{ [m}^2 \cdot \text{s}^{-1}]$

Určíme dynamickou viskozitu η_{air} :

$$\eta_{air} = \rho_{air} \cdot \nu_{air} = 5,39 \cdot 4,17 \cdot 10^{-6} = 2,248 \cdot 10^{-5} \quad [\text{Pa} \cdot \text{s}] \quad (4.3.20.)$$

Konstrukce trubkovnice:

- V trubkovnici bude proudit stlačený vzduch.
- Co se týče konstrukce dalších chladičů, bude stejná akorát se bude měnit její délka a počet smyček.
- Trubka je vyrobena z mědi.



Obr.č. 4.3.1 Cu trubka

- Vnější průměr trubky $D = 0,022 \text{ [m]}$
- Vnitřní průměr trubky $d = 0,02 \text{ [m]}$
- Tepelná vodivost mědi $\lambda_{Cu} = 393 \text{ [W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}]$

Určíme teplosměnnou plochu S_{CU} :

$$S_{CU} = \frac{\pi \cdot d^2}{4} = \frac{3,14 \cdot 0,02^2}{4} = 0,000314 \quad [\text{m}^2] \quad (4.3.21.)$$

Určíme objemový průtok vzduchu V_{air} :

$$V_{air} = \frac{\dot{m}_{air}}{\rho_{air}} = \frac{0,0066}{5,39} = 0,00123 \quad [\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}] \quad (4.3.22.)$$

Určíme rychlost proudění w_{air} :

$$w_{air} = \frac{V_{air}}{S_{CU}} = \frac{0,00123}{0,000314} = 3,91 \quad [\text{m} \cdot \text{s}^{-1}] \quad (4.3.23.)$$

Kritéria proudění:

1) Prandtlovo kritérium Pr:

$$\text{Pr} = \left(\frac{\rho_{air} \cdot v_{air} \cdot c_{p, air}}{\lambda_{air}} \right)^{0,43} = \left(\frac{5,39 \cdot 4,17 \cdot 10^{-6} \cdot 1023}{0,0307} \right)^{0,43} = \quad [1] \quad (4.3.24.)$$
$$= 0,883$$

2) Reynoldsovo kritérium Re:

$$\text{Re} = \left(\frac{w_{air} \cdot d}{v_{air}} \right)^{0,8} = \left(\frac{3,91 \cdot 0,02}{4,17 \cdot 10^{-6}} \right)^{0,8} = 2621,36 \quad [1] \quad (4.3.25.)$$

$\text{Re} > 2320 \Rightarrow$ Turbulentní proudění

3) Nusseltovo kritérium Nu :

$$\text{Nu} = 0,26 \cdot \text{Pr} \cdot \text{Re} = 0,26 \cdot 0,883 \cdot 2621,36 = 14,5 \quad [1] \quad (4.3.26.)$$

Součinitel přestupu tepla na straně vzduchu α_2 :

$$\alpha_2 = \frac{\text{Nu} \cdot \lambda_{air}}{d} = \frac{14,5 \cdot 0,0307}{0,02} = 74,623 \quad [\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}] \quad (4.3.27.)$$

- Kde \dot{m}_{air} je hmotnostní tok vzduchu [$\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$]
- Kde ρ_{air} je hustota vzduchu pro střední teplotu a tlak [$\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$]
- Kde v_{air} je kinematická viskozita vzduchu [$\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$]
- Kde $c_{p, air}$ je měrná tepelná kapacita vzduchu [$\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$]
- Kde λ_{air} je tepelná vodivost vzduchu [$\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$]
- Kde w_{air} je rychlost proudění [$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$]
- Kde d je vnitřní průměr trubky [m]

Výsledky pro chladič I, chladič II. a dochlazovač

- Pro chladič I. $p = 0,584804 \text{ MPa}$; $t = 105,6^\circ\text{C}$
- Pro chladič II. $p = 3,41995 \text{ MPa}$; $t = 113,4^\circ\text{C}$
- Pro dochlazovač $p = 20 \text{ MPa}$; $t = 113,4^\circ\text{C}$
- Průřez měděné trubky je pro všechny výměníky stejný $S_{CU} = 0,000314159 \text{ [m}^2\text{]}$
- Měděná trubka je pro všechny výměníky stejná mění se jenom její délka.
- $D = 22 \text{ [mm]}$; $d = 20 \text{ [mm]}$; $\lambda_{CU} = 393 \text{ [W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}\text{]}$

Tabulka č. 1 výsledky výpočtu přestupu tepla na straně vzduchu

• Tabulkové hodnoty:	Chladič I.	Chladič II.	Dochlazovač
$c_{p, air} [J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}]$	1023	1023	1023
$\lambda_{air} [W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}]$	0,0307	0,0315	0,0315
$\nu_{air} [m^2 \cdot s^{-1}]$	$4,17 \cdot 10^{-6}$	$7,40 \cdot 10^{-7}$	$7,40 \cdot 10^{-7}$
$\eta_{air} [Pa \cdot s]$	$2,248 \cdot 10^{-5}$	$2,3 \cdot 10^{-5}$	$1,34 \cdot 10^{-4}$
$\rho_{air} [kg \cdot m^{-3}]$	5,39	30,93	180,9
• Výpočet konstrukce:			
$V_{air} [m^3 \cdot s^{-1}]$	0,00123	0,00021	$3,65 \cdot 10^{-5}$
$w_{air} [m \cdot s^{-1}]$	3,91	0,682	0,117
$Pr = [1]$	0,883	0,88	10,07
$Re = [1]$	2621,36	2583,56	628,88
$Nu = [1]$	48,614	47,758	132,985
$\alpha_2 [W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}]$	74,623	75,218	209,45

Vzorový výpočet proudění vody pro chladič II.

Výchozí parametry:

- Výkon chladiče $Q_2 = 1129,3 [W]$
- Vstupní teplota chladiče $t_2 = 14,4 ^\circ C$
- Výstupní teplota chladiče $t_3 = 19,25 ^\circ C$

Určíme střední teplotu $t_{stř}$:

$$t_{stř} = \frac{t_2 + t_3}{2} = \frac{14,4 + 19,25}{2} = 16,83 \quad [^\circ C] \quad (4.3.28.)$$

Tabulkové hodnoty:

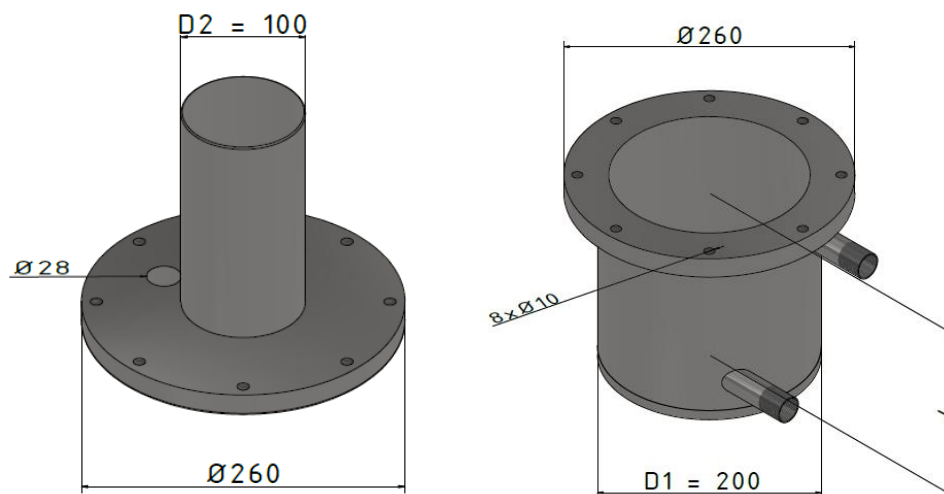
- Měrná tepelná kapacita vody $c_{p, H_2O} = 4187 [J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}]$
- Tepelná vodivost vody $\lambda_{H_2O} = 0,594 [W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}]$
- Hustota vody pro střední teplotu a tlak $\rho_{H_2O} = 998,86 [kg \cdot m^{-3}]$
- Kinematická viskozita $\nu_{H_2O} = 1,09 \cdot 10^{-6} [m^2 \cdot s^{-1}]$

Určíme dynamickou viskozitu η_{H_2O} :

$$\eta_{H_2O} = \rho_{H_2O} \cdot \nu_{H_2O} = 998,86 \cdot 1,09 \cdot 10^{-6} = 1,09 \cdot 10^{-3} \quad [Pa \cdot s] \quad (4.3.29.)$$

Konstrukce výměníku:

V této části navrhují meziprostor, ve kterém bude proudit voda. Skládá se ze dvou součástí víka a pláště výměníku. Tyto parametry volím. Délka výměníku se odvíjí od délky trubkovnice, která je u každého mezichladiče jiná.



Obr. č. 4.3.2 víko výměníku, plášť výměníku

- Vnitřní průměr pláště $D_1 = 0,2$ [m]
- Vnější průměr vestavby víka $D_2 = 0,1$ [m]
- Délka výměníku $L = 0,26$ [m]

Určíme průtočný průřez pro vodu S_{H_2O} :

$$S_{H_2O} = \left(\frac{D_1 - D_2}{2} - D \right) \cdot \left(1 + \frac{\beta}{100} \right) \cdot L \quad [\text{m}^2] \quad (4.3.30.)$$
$$= \left(\frac{0,2 - 0,1}{2} - 0,022 \right) \cdot \left(1 + \frac{10}{100} \right) \cdot 0,26 = 0,008$$

- Kde D je vnější průměr trubky [m]
- Kde β je toleranční součinitel 10 [%]

Určíme objemový průtok vody V_{H_2O} :

$$V_{H_2O} = \frac{\dot{m}_{H_2O}}{\rho_{H_2O}} = \frac{0,0555}{998,86} = 0,0000556 \quad [\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}] \quad (4.3.31.)$$

Určíme rychlost proudění vody w_{H_2O} :

$$w_{H_2O} = \frac{V_{H_2O}}{S_{CU}} = \frac{0,0000556}{0,008} = 0,00694 \quad [\text{m} \cdot \text{s}^{-1}] \quad (4.3.32.)$$

Kritéria proudění:

1) Prandtlovo kritérium Pr:

$$\text{Pr} = \left(\frac{\rho_{H_2O} \cdot \nu_{H_2O} \cdot c_{p, H_2O}}{\lambda_{H_2O}} \right)^{0,33} \quad [1] \quad (4.3.33.)$$
$$= \left(\frac{998,86 \cdot 1,09 \cdot 10^{-6} \cdot 4187}{0,594} \right)^{0,33} = 1,96$$

2) Reynoldsovo kritérium Re:

$$\text{Re} = \left(\frac{w_{H_2O} \cdot D}{\nu_{H_2O}} \right)^{0,65} = \left(\frac{0,00694 \cdot 0,022}{1,09 \cdot 10^{-6}} \right)^{0,65} = 24,825 \quad [1] \quad (4.3.34.)$$

$\text{Re} < 2320 \Rightarrow$ Laminární proudění

3) Nusseltovo kritérium Nu :

$$\text{Nu} = 0,26 \cdot \text{Pr} \cdot \text{Re} = 0,26 \cdot 1,96 \cdot 24,25 = 12,65 \quad [1] \quad (4.3.35.)$$

Součinitel přestupu tepla na straně vody α_1 :

$$\alpha_1 = \frac{\text{Nu} \cdot \lambda_{H_2O}}{D} = \frac{12,65 \cdot 0,594}{0,022} = 341,55 \quad [\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}] \quad (4.3.36.)$$

- Kde \dot{m}_{H_2O} je hmotnostní tok vody [$\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$]
- Kde ρ_{H_2O} je hustota vody pro střední teplotu a tlak [$\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$]
- Kde ν_{H_2O} je kinematická viskozita vody [$\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$]
- Kde c_{p, H_2O} je měrná tepelná kapacita vody [$\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$]
- Kde λ_{H_2O} je tepelná vodivost vody [$\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$]
- Kde w_{H_2O} je rychlost proudění vody [$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$]
- Kde D je vnější průměr trubky [m]

Výsledky pro chladič I., chladič II. a dochlazovač

- Střední teplota pro chladič I. $t = 12,2 \text{ } ^\circ\text{C}$
- Střední teplota pro chladič II. $t = 16,83 \text{ } ^\circ\text{C}$
- Střední teplota pro dochlazovač $t = 21,68 \text{ } ^\circ\text{C}$
- Konstrukce víka a pláště jsou z nerezové oceli stejného průměru, mění se jen délka.
- $D_1 = 200 \text{ [mm]}$; $D_2 = 100 \text{ [mm]}$; $\lambda_{CU} = 393 \text{ [W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}]$

Tabulka č. 2 výsledky výpočtu přestupu tepla ze strany vody

• Tabulkové hodnoty:	Chladič I.	Chladič II.	Dochlazovač
c_{p, H_2O} [J·kg ⁻¹ ·K ⁻¹]	4192	4187	4184
λ_{H_2O} [W·m ⁻¹ ·K ⁻¹]	0,586	0,594	0,602
ν_{H_2O} [m ² ·s ⁻¹]	$1,23 \cdot 10^{-6}$	$1,09 \cdot 10^{-6}$	$9,62 \cdot 10^{-7}$
η_{H_2O} [Pa·s]	$1,23 \cdot 10^{-3}$	$1,09 \cdot 10^{-3}$	$9,60 \cdot 10^{-4}$
ρ_{H_2O} [kg·m ⁻³]	999,52	998,86	997,9
• Výpočet konstrukce:			
V_{H_2O} [m ³ ·s ⁻¹]	$5,555 \cdot 10^{-5}$	$5,559 \cdot 10^{-5}$	$5,56 \cdot 10^{-5}$
w_{H_2O} [m·s ⁻¹]	0,00902	0,00069	0,0181
Pr = [1]	2,05	1,96	1,87
Re = [1]	27,217	24,825	50,174
Nu = [1]	14,504	12,650	24,404
α_1 = [W·m ⁻² ·K ⁻¹]	386,33	341,55	667,78

Vzorový výpočet určení délky trubky dochlazovače

Součinitel prostupu tepla válcovou plochou K_3 :

$$K_3 = \frac{\pi}{\frac{1}{\alpha_1 \cdot D} + \frac{1}{2 \cdot \lambda_{cu}} \cdot \ln\left(\frac{D}{d}\right) + \frac{1}{\alpha_2 \cdot d}} \quad [W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}] \quad (4.3.37.)$$

$$= \frac{3,14}{\frac{1}{667,78 \cdot 0,022} + \frac{1}{2 \cdot 393} \cdot \ln\left(\frac{0,022}{0,02}\right) + \frac{1}{209,45 \cdot 0,02}}$$

$$= 10,24$$

Celková délka trubky L_3 :

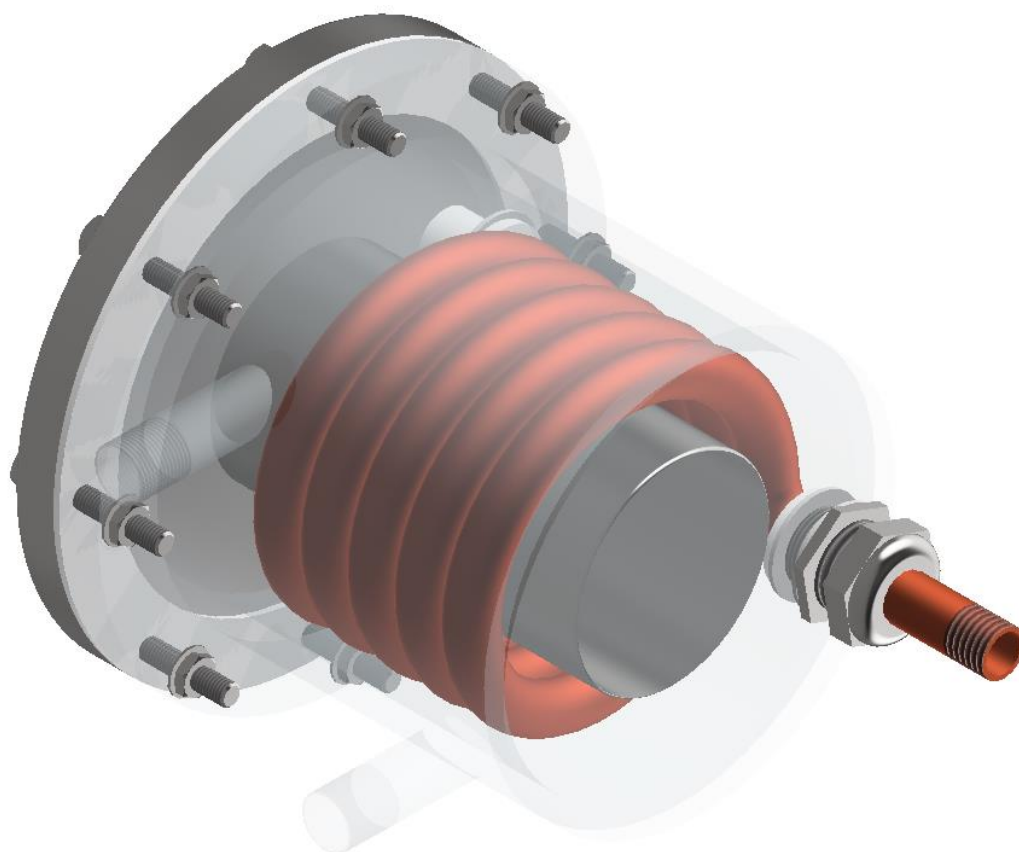
$$L_3 = \frac{Q_3}{K_3 \cdot \Delta T_{stř3}} = \frac{1129,38}{10,24 \cdot 58,3} = 1,657 \quad [m] \quad (4.3.38.)$$

- Kde α_1 je součinitel přestupu tepla na straně vody [W·m⁻²·K⁻¹]
- Kde α_2 je součinitel přestupu tepla na straně vzduchu [W·m⁻²·K⁻¹]
- Kde λ_{cu} je tepelná vodivost mědi [W·m⁻¹·K⁻¹]
- Kde D je vnější průměr trubky [m]
- Kde d je vnitřní průměr trubky [m]

- Q_3 je výkon dochlazovače [W]
- Kde $\Delta T_{\text{stř3}}$ je střední logaritmický teplotní spád [°C]

Tabulka č. 3 výsledné délky trubky teplosměnné plochy pro chladič I. chladič II. a dochlazovač

• Výpočet délky	Chladič I.	Chladič II.	Dochlazovač
$K = [W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}]$	3,99	3,87	10,24
$L = [m]$	3,71	5,00	1,66



Obr. č. 4.3.3 finální verze dochlazovače (model)

4.4 Kalkulace ceny za materiál

Tabulka č. 4 kalkulace za materiál

	množství	jednotka	cena za jednotku	
			s DPH	bez DPH
trubkovnice Cu trubka 22 x1			149,80 Kč	123,80 Kč
chladič I	4,2	m	629,16 Kč	519,96 Kč
chladič II	5,18	m	775,96 Kč	641,28 Kč
dochlazovač	2,35	m	352,03 Kč	290,93 Kč
plášť 204x2 mm, nerezová trubka, jakost 17240			1 184,6 Kč	979,00 Kč
chladič I	0,28	m	331,69 Kč	274,12 Kč
chladič II	0,32	m	379,07 Kč	313,28 Kč
dochlazovač	0,18	m	213,23 Kč	176,22 Kč
víko 101,6x2 mm, nerezová trubka, jakost 17240			632,20 Kč	515,00 Kč
chladič I	0,25	m	158,05 Kč	128,75 Kč
chladič II	0,29	m	183,34 Kč	149,35 Kč
chladič III	0,15	m	94,83 Kč	77,25 Kč
plochá přivařovací příruba elektrická vývodka, nerezová	6	ks	620,73 Kč	513,00 Kč
KV-ES-M40	6	ks	197,05 Kč	162,85 Kč
těsnění	3	ks	52,76 Kč	43,60 Kč
šrouby	24	ks	0,45 Kč	0,37 Kč
matice	24	ks	1,73 Kč	1,43 Kč
podložky	24	ks	1,03 Kč	0,85 Kč

	cena s DPH	cena bez DPH
Chladič I	2 832,86 Kč	2 341,20 Kč
Chladič II	3 052,33 Kč	2 522,59 Kč
Dochlazovač	2 797,98 Kč	2 312,38 Kč
celkem	8 683,17 Kč	7 176,18 Kč

5 ZÁVĚR

Cílem práce bylo modernizovat současné chlazení třístupňového pístového kompresoru 1TSK 115, který je umístěný ve školní laboratoři. Kompresor je chlazený vodou, která vstupuje z kompresoru do mezichladiče a ochlazuje vzduch viz. schéma, které je součástí přílohy č. 1.

Pro řešení nové konstrukce chladičů jsem nejprve navrhl jejich uspořádání za jednotlivými stupni, které je sériové a za každým stupněm kompresoru je řazen mezichladič a na konci třetího stupně je dochlazovač. Na základě známých provozních parametrů kompresoru jsem začal řešit jednotlivé výpočtové vztahy, které jsem sestavil v programu excel. Musel jsem určit celkový tlakový poměr kompresoru. Dále určit tlaky a teploty za jednotlivými stupni kompresoru z těchto údajů jsem zjistil, jak velké množství tepla je nutno odvádět v každém chladiči. Pro zjednodušení výpočtů jsem zanedbal ochlazení média způsobené prostupem tepla trubkou, která vede z kompresoru k jednotlivým chladičům i jako propojení chladičů mezi sebou. Protože v diplomové práci neřeším měření hodnot teploty a tlaku, musel jsem některé veličiny zvolit např. teplotu vody z vodovodního potrubí, proto výpočet nemusí být zcela přesný. Pro stanovení potřebné velikosti teplosměnné plochy, jsem musel zjistit součinitel přestupu tepla na straně vody a na straně vzduchu za pomoci příslušných kritériálních rovnic. Po stanovení těchto hodnot jsem vypočítal hodnotu součinitele prostupu tepla a potřebnou délku trubky chladiče. Protože se vzorce opakují, je v práci uveden jen ukázkový výpočet pro dochlazovač a výsledky pro ostatní chladiče jsou shrnuty do přehledné tabulky.

Provedení a konstrukci těchto chladičů jsem navrhnul jako protiproudý výměník, z důvodu lepších vlastností. Výměníky tepla popisují v kapitole (4.1).

Mezichladiče a dochlazovač jsou navrženy všechny stejně, jen se mění velikost teplosměnné plochy, tj. délka použité trubky. Výměník se skládá ze tří hlavních součástí, a to z pláště, víka s distanční trubkou a trubkovnice. Nátrubky na plášti pro vstup a výstup vody jsou tangenciálně navařené, aby zajistily rotaci vody v protiproudu ke směru proudění vzduchu. Průměr těchto nátrubků jsem zvolil $G \frac{3}{4}$, aby se daly propojit pryžovou hadicí na vodu s použitím přípojky na vodovod. Distanční trubka, která je součástí víka dosedá na dno pláště přes těsnění a přitlačná síla je vyvozena 8 ks šroubů v přírubě pláště a ve víku. Tím je vytvořen mezikruhový prostor pro proudění vody. Trubkovnice, která je tvořena Cu trubkou průměru 22 mm, je stočená do spirály. Každý mezichladič má jinou délku a počet smyček této trubkovnice tak, aby byla splněna podmínka daná výpočtem velikosti teplosměnné plochy. Od této délky se odvíjí celková délka chladiče. Problém s těsněním této trubky při

prostupu víkem a dnem výměníku jsem vyřešil stahovací průchodku, která je našroubovaná na nátrubek a ten je připevněný k trubkovnici. Tyto dvě součásti jsou doplněné kroužkovým těsněním, aby se mohly k sobě přitáhnout a utěsnit tak vnější plášť chladiče. Pro předpokládaný nízký tlak vody v potrubní síti považuji toto řešení za vyhovující a konstrukčně nejjednodušší.

Celý výměník bude vyrobený z nerezové oceli, až na trubkovnici, která bude z mědi a těsnění mezi přírubou bude vyrobeno z pryže. Odhadovaná cena tohoto chlazení za materiál je přibližně 8683 Kč včetně DPH.

Tato práce by měla posloužit k inspiraci, pro možnou výrobu a zapojení nového systému chlazení kompresoru, podle uspořádání a konstrukce, jaké jsem navrhnul v této práci.

Seznam obrázků

Obr. č. 1.2.1.1 mobilní parní vzduchový kompresor (1908).....	11
Obr. č. 1.2.1.3 pístový kompresor 2 DSK 240 B	12
Obr. č. 1.2.1.4 boxerový kompresor.....	13
Obr. č. 1.2.1.5 úhlový kompresor V.....	13
Obr. č. 1.2.3.1 pístový kompresor 1 TSK 115 BH.....	14
Obr. č. 1.2.3.2 pístový kompresor 4 DSK 350	14
Obr. č. 1.2.3.3 provedení stroje	15
Obr. č. 1.2.3.4 kompresor 1TSK 115 fotografie pořízená z laboratoře.....	15
Obr. č. 2.1.1.1 jednostupňový jednoválcový pístový kompresor.....	16
Obr. č. 2.1.1.2 jednostupňový stojatý kompresor s dvojčinným pístem	16
Obr. č. 2.1.2.1 dvoustupňový stojatý pístový kompresor s diferenciálními písty.....	17
Obr. č. 2.1.3.1 třístupňový stojatý pístový kompresor 1 TSK 115 BH.....	17
Obr. č. 2.2.1 schéma dvoustupňového kompresoru	18
Obr. č. 2.2.2 průběh dvoustupňové komprese v T-s diagramu	18
Obr. č. 2.2.3 průběh dvoustupňové komprese v p-V diagramu	18
Obr. č. 2.2.4 rozdělení pomocí T-s diagramu.....	20
Obr. č. 2.2.5 optimální počet stupňů v závislosti na σ_c	20
Obr. č. 3.1 jednostupňový kompresor se zkráceným klikovým mechanismem.....	21
Obr. č. 3.2 svazkový chladič,	22
Obr. č. 3.3 hadový chladič.....	22
Obr. č. 3.1.1 ukázka malých kompresoru.....	22
Obr. č. 3.1.2. ukázka pístových kompresorů s ventilátorem	22
Obr. č. 3.2.1 HURRICANE WP 4351 BASIC – rozměry	23
Obr. č. 3.2.2 HURRICANE WP 4351 BASIC – schéma.....	23
Obr. č. 3.2.3 HURRICANE WP 4351 BASIC.....	24
Obr. č. 3.2.4 6000 WP 6442 BASIC – rozměry.....	24
Obr. č. 3.2.5 6000 WP 6442 BASIC – schéma	25
Obr. č. 3.2.6 6000 WP 6442 BASIC	25
Obr. č. 3.2.7 6000 WP 6442 BASIC – chlazení.....	26
Obr. č. 4.1.1 uspořádání toku proudů a) souproudé, b) protiproudé, c) křížový tok.....	27
Obr. č. 4.1.2 průběh teplot ohřívaného a ochlazovaného proudu.....	27
Obr. č. 4.1.3 trubkový výměník	28
Obr. č. 4.1.4 U trubkovnice plášťového výměníku	29

Obr. č. 4.1.5 přepážky ve výměníku	29
Obr. č. 4.1.6. výměník trubka v trubce.....	29
Obr. č. 4.1.1. schéma protiproudého výměníku	31
Obr. č. 4.2.1 kompresor je umístěn ve školní laboratoři na učebně G315	32
Obr. č. 4.2.1.1 diagram proudění vzduchu a vody – současné uspořádání	33
Obr. č. 4.3.1 p-v diagram pro třístupňový kompresor s mezichladiči.....	34
Obr.č. 4.3.1 Cu trubka	38
Obr. č. 4.3.2 víko výměníku, plášť výměníku.....	41
Obr. č. 4.3.3 finální verze dochlazovače (model)	44

Seznam tabulek

Tabulka č. 1.2.2.1 procentuální srovnání jednotlivých kompresorů	13
Tabulka č. 1 výsledky výpočtu přestupu tepla na straně vzduchu	40
Tabulka č. 2 výsledky výpočtu přestupu tepla ze strany vody	43
Tabulka č. 3 výsledné délky trubky teplosměnné plochy	44

Seznam příloh

- Příloha č. 1: Schéma měřicí linky, zapojení chladičů
- Příloha č. 2: Výkres mezichladiče I
- Příloha č. 3: Výkres mezichladiče II
- Příloha č. 4: Výkres dochlazovače
- Příloha č. 5: Výpočetní software excel

Použitá literatura a další zdroje

- [1] KAMINSKÝ, Jaroslav, Kamil, KOLARČÍK, Oto, PUMPRLA. *Kompresory. 1. vyd.* Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, 2004, 122 s. ISBN 80-248-0704-1.
- [2] KOLARČÍK, K. a kol.: *Kompresory*. Skripta VŠB, Ostrava 2004, 122 s. ISBN 80-248-0704-1.
- [3] LIŠKA, Antonín a Pavel NOVÁK. *Kompresory*. Praha: Vydavatelství ČVUT, 1994. ISBN 80-01-01145-3.
- [4] KOMPRESORY. *Katedra energetických strojů a zařízení* [online]. Plzeň: Západočeská univerzita v Plzni, 2019 [cit. 2019-04-29]. Dostupné z:
https://kke.zcu.cz/export/sites/kke/about/projekty/enazp/projekty/01_Stavba-a-provozstroju_1-3/1_IUT/002_Kompresory---Kolarcik-a-kol---P3.pdf

- [5] BALÁŠ, Marek. *Kotle a výměníky tepla*. Vyd. 2. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2013. ISBN isbn978-80-214-4770-7.
- [6] KADLEC, Zdeněk. *Termomechanika: návody do cvičení*. 2. vyd. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, 2008. ISBN isbn978-80-248-1736-1.
- [7] Atlas Copco ATLAS COPCO COMPRESSED AIR MANUAL 8 th EDITION . [online]. © 201 5 [cit. 201 8 27 0 2]. Dostupné z: https://www.atlascopco.com/content/dam/atlas-copco/local-countries/egypt/documents/Compressed_Air_Manual_tcm44-1249312.pdf
- [8] KUPAN, T. *Heat exchanger design handbook*. 2nd ed. BOCA RATON: CRC Press, c2013. ISBN 978-14398-4212-6
- [9] BLOCH, P., HEINZ, A. *Practical Guide to Compressor Technology – Second Edition*. New Jersey: John Wiley & Sons, 2006, 555p. ISBN: 978-0-471-72793-4.
- [10] Jan Klepárník. Kompresory [online]. [cit. 2020-05-03]. Dostupné z: user.mendelu.cz/xklepar0/fls/es/kompresory.htm
- [11] HURRICANE WP 4351 BASIC. London, 2020. – materiál firmy Ynna
- [12] 6000 WP 6442 Basic. London, 2020. – materiál firmy Ynna
- [13] materiál firmy Sauer Compressors
- [14] Feron online. Online ferona [online]. Praha, 2020 [cit. 2020-05-03]. Dostupné z: <https://online.ferona.cz/detail/41756/plocha-privarovaci-priruba-csn-13-1222-dn-150-pn-6>
- [15] NEREZOMAT. Online ferona [online]. Praha: Praha, 2020 [cit. 2020-05-03]. Dostupné z: <https://1554450160.eshop-rychle.cz/http/www-eshop-rychle-cz/www-nerezocel-cz/eshop/2-1-trubky?page=8&man=9&man=9&page=8>
- [16] SUPERSAN Cu trubka 22 x1 polotvrdá. Aquatopshop [online]. [cit. 2020-05-03]. Dostupné z: <https://www.aquatopshop.cz/SUPERSAN-Cu-trubka-22-x1-polotvrda-d43007.htm#detail-anchor-description>
- [17] WIKIMEDIA COMMONS File:Scarlett mini 5.png . [online]. © 201 2 [cit. 201 8 27 0 2]. Dostupné z: https://commons.wikimedia.org/wiki/File:Scarlett_mini_5.png
- [18] Integrated Publishing *Cooling Systems* ..[online]. © 201 8 [cit. 201 8 27 0 2]. Dostupné z: <http://www.tpub.com/>
- [19] Výměníky tepla [online]. , 10 [cit. 2020-05-03]. Dostupné z: http://fzp.ujep.cz/ktv/uc_texty/pt3/10%20VymenikyTepla.pdf